DUMITRU ENACHE IOLANDA COLDA
ANDREI DAMIAN MIHAI ZGAVAROGEA

INSTALAȚII DE VENTILARE ŞI CLIMATIZARE

Îndrumător de proiectare

VOLUMUL I

CUPRINS

PREFAȚĂ p.1

1. AERUL UMED p.1
1.1 Compoziția aerului umed p.3
1.2 Legile gazelor perfecte aplicate la studiul aerului umed
1.3 Parametrii aerului umed p.4
1.4 Diagrame psihrometrice p.5
1.5 Transformările simple ale aerului umed p.8
1.5.1 Probleme generale p.8
1.5.2. Procese simple în diagramele psihrometrice p.8
1.5.3. Exemple de calcul p.10

2. NOTAȚII p.13

3. BAZE CLIMATICE p.15
3.1. Parametrii exteriori de calcul. Situația de vară p.15
3.1.1. Temperatura de calcul a aerului exterior p.15
a - Pentru instalații de climatizare p.15
b - Pentru ventilare mecanică p.16
3.1.2. Variația diurnă a temperaturii aerului exterior p.16
3.1.3. Radiația solară p.20
3.1.4. Conținutul de umiditatea al aerului exterior p.21
3.2. Parametrii exteriori de calcul. Situația de iarnă p.21
3.2.1. Temperatura de calcul a aerului exterior p.21
3.2.2. Conținutul de umiditate al aerului exterior p.22
3.2.3. Radiația solară p.23
3.2.4. Viteza vântului p.23

4. PARAMETRII DE CALCUL AI AERULUI INTERIOR p.24
4.1. Situația de vară p.24
4.1.1. Temperatura aerului interior p.24
4.1.2. Umiditatea relativă a aerului interior p.26
4.1.3. Viteza aerului interior p.26
4.1.4. Temperatura medie de radiație p.26
4.2. Situația de iarnă p.27
4.2.1. Temperatura aerului interior p.27
4.2.2. Umiditatea relativă a aerului interior p.27
4.2.3. Viteza aerului interior p.27
4.2.4. Temperatura medie de radiație p.27
4.3. Evaluarea confortului termic p.28
4.4. Exemplu de calcul p.32

5. APORTURI DE CĂLDURĂ PRIN ELEMENTELE OPACE DE ANVELOPA p.34

6. APORTURI DE CĂLDURĂ PRIN ELEMENTE DE CONSTRUCȚIE VITRATE p.93

7. APORTURI DE CĂLDURĂ DE LA ÎNCĂPERI VECINE p.104

8. DEGAJĂRI DE CĂLDURĂ DE LA SURSE INTERIOARE p.105

8.1. Degajarea de căldură de la oameni p.105
8.2. Degajarea de căldură de la iluminatul electric p.106
8.3. Degajarea de căldură de la maşini acționate electric p.106
8.4. Degajări de căldură de la echipamentul electronic de birou p.107
8.5. Degajarea de căldură de la utilaje de bucătărie p.108
8.6. Degajarea de căldură de la mâncare p.109
8.7. Degajarea de căldură de la materiale care se răcesc p.109

9. STABILIREA SARCINII TERMICE DE CALCUL p.111

9.1. Sarcina termică de vară p.111
9.2. Sarcina termică de iarnă p.111

10. BILANȚUL DE UMIDITATE p.113

10.1. Degajări de umiditate de la oameni p.113
10.2. Degajări de umiditate de la suprafețe libere de apă p.113
10.3. Degajări de umiditate de la apa stagnantă pe pardoseală p.116
10.4. Degajări de umiditate de la apa ce curge pe pardoseală p.116
10.5. Degajări de umiditate materiale care se usucă în încăpere p.117
10.6. Degajarea de umiditate de la mâncare p.117
10.7. Exemple de calcul p.117

11. CALCULUL DEBITULUI DE AER p.119
11.1 Calculul debitului pentru încăperi climatizate p.119
11.1.1 Debitul de aer pentru sistemul de climatizare ”prin amestec” p.119
11.1.2. Debitul de aer în cazul sisteme de climatizare ”tip piston” sau ”prin deplasare” p.122
11.2. Calculul debitului de aer pentru ventilare mecanică p.124
11.2.1. Debitul de aer pentru vară p.124
11.2.2. Debitul de aer pentru iarnă p.126

12. CALCULUL DEBITULUI MINIM DE AER PROASPĂT p.128
12.1. Calculul debitului minim de aer proaspăt pentru diminuarea nocivităților p.128
12.1.1. Pulberi p.129
12.1.2. Fumul de țigară p.130
12.1.3. Formaldehida p.130
12.1.4. Dioxidul de carbon p.131
12.1.5. Mirosul p.134

12.2. Debitul minim de aer proaspăt pentru asigurarea condițiilor igienico-sanitare p.135
12.3. Debitul minim de aer proaspăt din considerente tehnice p.136
12.4. Calculul debitului de aer pe bază de indici p.137
12.5. Exemple de calcul p.138
12.5.1 Debitul de aer pentru climatizare pentru instalații de climatizare ”prin amestec” p.138
12.5.2 Debitul de aer pentru ventilare mecanică p.140
12.5.3 Debitul minim de aer proaspăt p.142

13. PROCESE COMPLEXE DE TRATARE A AERULUI p.144
13.1. Procese de tratare a aerului iarna pentru controlul temperaturii şi umidității relative a aerului interior p.144
13.1.1. Procese de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare ″prin amestec″ p.144
13.1.1.1. Proces de tratare iarna cu umidificare adiabatică p.144
13.1.1.2.Tratarea complexă iarna cu umidificare izotermă p.149
13.1.2. Cazuri particulare de procese de tratare a aerului iarna p.151
13.1.2.1.Cazul în care $h_M > h_R$ p.151
13.1.2.2.Cazul în care punctul M se aflã sub curba de $\varphi = 100\%$ (în zona de ceață) p.152
13.1.3. Proces de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare de tip ″piston″ sau ″prin deplasare″ p.156
13.1.4. Exemplu de calcul p.158
13.1.5. Proces de tratare iarna cu încălzirea aerului amestecat pentru ventilare mecanică p.160
13.2. Procese de tratare a aerului în situația de vară pentru controlul temperaturii şi umidității relative a aerului interior p.162
13.2.1. Procese de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare ″prin amestec″ p.162
13.2.1.1. Proces de tratare vara cu răcire într-o treaptă p.162
13.2.1.2. Proces de tratare vara cu răcire şi umidificare adiabatică p.165
13.2.2. Tratarea aerului vara cu baterie de răcire pentru controlul temperaturii aerului interior p.167
13.2.3. Proces de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare tip ″piston″ sau ″prin deplasare″ p.169
13.2.4. Exemplu de calcul p.171

14 ALEGEREA AGREGATULUI DE TRATARE A AERULUI p.174
14.1. Tipuri de agregate de tratare p.171
14.2. Programe de alegere a agregatelor de tratarea a aerului p.181

15. BIBLIOGRAFIE p.191

16. ANEXĂ p.193

PREFAȚĂ

Lucrarea de față se adresează studenților din anii terminali ai Facultății de Instalații şi a fost conceput într-o înşiruire logică de realizare a unui proiect de ventilare sau climatizare.

Ea înlocuieşte o lucrare cu o vechime de 21 ani care deşi foarte valoroasă la apariția ei, era complet depăşită de trecerea anilor şi de înnoirile tehnologice dar şi insuficientă pentru numărul mare de studenți.

Îndrumătorul elaborat include ultimele norme apărute, printre care o metodologie nouă de calcul a aporturilor de căldură mult mai simplă şi mai uşor de utilizat.

A fost adaptată metodologia de calcul a aporturilor de căldură prin ferestre introducându-se noțiuni noi şi date actuale pentru ferestre moderne.

A fost actualizat calculul degajărilor de căldură şi umiditate precum şi metodologia de calcul a sarcinii termice de vară şi de iarnă.

Calculul debitului de aer a fost reorganizat şi au fost incluse noile sisteme de distribuție a aerului în încăperi, iar trasarea proceselor de tratare a aerului a fost complet schimbată.

Au fost introduse procesele de tratare cu recuperatoare de căldură dar şi procesele de tratare pentru controlul temperaturii aerului interior doar cu ajutorul bateriilor de răcire.

Alegerea agregatelor de tratare este de asemenea un capitol al îndrumătorului complet adaptat noilor evoluții din domeniul instalațiilor de climatizare.

A fost prezentată o metodologie modernă de alegere a acestor agregate şi a fost inclus un material documentar cu ajutorul căruia studenții pot rezolva această etapa a proiectului.

Datorită noutăților cuprinse şi modului său de prezentare, prezentul îndrumător de proiectare devine un instrument important în pregătirea studenților şi un material ajutător pentru inginerii care lucrează în domeniul instalațiilor de ventilare şi climatizare.

Autorii

1. AERUL UMED

1.1 COMPOZIȚIA AERULUI UMED

Aerul atmosferic este un amestec binar de aer uscat şi vapori de apă. Deşi cantitatea de vapori de apă din aer este mică (la presiunea de 101,325 kPa, maxim 3,82 g/kg la 0°C şi maxim 42,41 g/kg la 30°C), ea joacă un rol important atât prin efectele fizice, fiziologice şi meteorologice cât şi prin cantitățile de căldură vehiculate în timpul transformărilor termodinamice.

Cu excepția poluanților, a căror participație este variabilă în timp şi în spațiu, compoziția aerului uscat poate fi considerată practic constantă. După Harrison (1965) compoziția normală a aerului uscat este cea din tabelul 1.1. Corespunzător acesteia, rezultă masa moleculară a amestecului, M_a = *28,9645 kg/kmol* şi constanta caracteristică a aerului uscat R_a:

$$R_a = \mathbb{R} / M_a = 287\ J/kg.K \qquad (1.1)$$

unde $\mathbb{R}$ = 8314,41 J/ kmol.K este constanta universală a gazelor ideale.

Tabelul 1.1.

Compoziția normală a aerului uscat

Nr. crt.	Gaz constituent	Masa moleculară	Participația volumică [%]
1.	Oxigen	32,000	20,9476
2.	Azot	28,016	78,084
3.	Argon	39,9444	0,934
4.	Bioxid de carbon	44,010	0,0314
5.	Alte gaze (Neon, Heliu, Metan, Hidrogen, Kripton, Xenon, Ozon)		0,003

Masa moleculară a vaporilor de apă este Mv = *18,015 kg/kmol* şi astfel, constanta caracteristică a vaporilor R_v rezultă conform unei relații similare cu (1.1):

$$R_v = \mathbb{R} / M_v = 461{,}5\ J/kg.K \qquad (1.2)$$

1.2 LEGILE GAZELOR PERFECTE APLICATE LA STUDIUL AERULUI UMED

In aplicațiile inginereşti curente, aerul umed poate fi tratat cu o aproximație suficient de bună, ca un gaz perfect. Pentru calcule mai exacte, se recomandă relațiile stabilite de Hyland şi Wexter (1983)

Ecuația de stare a gazelor perfecte poate fi aplicată amestecului de aer umed sau fiecărui constituent în parte. Astfel:

- pentru aer umed (amestec): $pV = n\mathbb{R}T$ (1.3)
- pentru aer uscat: $p_aV = n_a\mathbb{R}T = m_a R_a T$ (1.4)
- pentru vapori de apă: $p_vV = n_v\mathbb{R}T = m_v R_v T$ (1.5)

unde:

p - presiunea (Pa);

V – volumul amestecului aer-vapori (mP^3);

n - numărul de moli (-);

T – temperatura absolută (K).

Indicele *a* se referă la aerul uscat, iar indicele *v* la vaporii de apă. Mărimile fără indice se referă la aerul umed (la amestecul aer uscat şi vapori de apă).

Legea lui Dalton exprimă relația dintre presiunile parțiale şi presiunea totală a amestecului:

$$p = p_a + p_v \tag{1.6}$$

La saturație, presiunea parțială a vaporilor p_v devine egală cu presiunea de saturație, p_s.

In domeniul de temperaturi (-40°C...+150°C) presiunea de saturație se poate determina cu o eroare mai mică de 0,5% cu una din relațiile:

- pentru $t \leq 0°C$:

$$p_s = 3{,}61633 \cdot 10^{12} \exp\left(\frac{-6150{,}6}{t + 273{,}33}\right) \tag{1.7}$$

- pentru $t > 0°C$:

$$p_s = 1{,}40974 \cdot 10^{10} \exp\left(\frac{-3928{,}5}{t + 231{,}667}\right) \tag{1.8}$$

1.3 PARAMETRII AERULUI UMED

Pentru definirea stării aerului umed şi pentru a urmări evoluția lui în diferite transformări termodinamice, se utilizează parametrii de stare şi alte mărimi caracteristice amestecului. Aceste mărimi sunt cuprinse în tabelul 1.3.1; relațiile de calcul au rezultat din definiții şi din aplicarea legilor gazelor perfecte prezentate anterior.

Tabel 1.3.1

Parametrii aerului umed

N° crt.	Simbol	Denumire	UM	Definiție	Relații de calcul
1.	t T	Temperatura uscată	°C K	Parametru termodinamic. Se măsoară cu ajutorul unui termometru cu bulbul ferit de radiație.	
2.	t_u	Temperatura umedă	°C	Temperatura de saturație izobară şi adiabatică. Se măsoară aproximativ cu termometrul umed (bulbul învelit în tifon umed, în curent de aer).	Se deduce din: $h + (x_s-x)*h_{apa} = h_s$ (1.9) $h_{apa} = 4,186\ t_u$ (1.10) x_s şi h_s se calculează la temperatura t_u.
3.	t_r	Temperatura punctului de rouă	°C	Temperatura de saturație izobară la conținut de umiditate constant. Este egală cu temperatura unei suprafețe pe care vaporii de apă din aerul umed condensează.	(din relațiile 3.7 şi 3.8) pentru $p_v \geq 610,7$ Pa : $t_r = 3928.5/(23.3693 - \ln p_v) - 231.667$ (1.11) pentru $p_v < 610,7$ Pa : $t_r = 6150,6/(28,9165 - \ln p_v) - 273,33$ (1.12)
4.	x	Conținutul de umiditate	kg_v/kg_a	Raportul dintre masa vaporilor de apă şi masa aerului uscat dintr-un volum de aer.	$x=m_v / m_a$ (3.13) $x=0.622\ p_v / (p - p_v)$ (1.14) la saturație: $x_s=0.622\ p_s /(p-p_s)$ (1.15)
5.	φ	Umiditatea relativa	%	Raportul dintre masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer şi masa maximă a vaporilor din acel volum, la saturație, la aceeaşi temperatură şi presiune.	$\varphi = m_v /m_s = \rho_v/ \rho_s = p_v / p_s$ (1.16)
6.	χ	Concentrația de umiditate (umiditate specifică)	kg_v/kg	Raportul dintre masa vaporilor de apa şi masa totală de aer (umed) dintr-un volum dat (sau conținutul de vapori de apă dintr-un kilogram de aer umed).	$\chi = m_v / m$ (1.17) $\chi = x/ (1+x)$ (1.18) $\chi = 0.622\ p_v / (p - 0,378\ p_v)$ (1.19)
7.	a	Umiditatea absolută	kg/m^3	Masa vaporilor de apă dintr-un metru cub de aer umed	$a =\rho_v$ (1.20)
8.	μ	Grad de saturare	-	Raportul dintre conținutul de umiditate al aerului umed şi conținutul maxim de umiditate la saturație, la aceeaşi temperatură şi presiune.	$\mu = x / x_s$ (1.21)
9.	ρ	Densitatea	kg/m^3	Masa unui metru cub de aer umed	$\rho = m/V = (m_a +m_v)/ V =$ $= \rho_a +\rho_v$ (1.22) $\rho = p/R_aT-(p_v/T)(1/R_a-1/R_v)$ $= \ = \rho_a - 0,00132\ p_v/T$ (1.23)

10.	c_p	Caldura masică (la presiune constantă) a aerului umed	kJ/kg°C	Caldura necesară unui kilogram de aer umed pentru a-şi ridica temperatura cu 1°C.	$c_p = (c_{pa} + x \cdot c_{pv}))/ (1+x)$ (1.24) se aproximează cu $c_p = c_{pa} + x \cdot c_{pv} = 1+1{,}86x$ (1.25) (raportată la 1kg de aer uscat)
11.	H	Entalpia	kJ/kg	Căldura necesară pentru a obține izobar, (1+x)kg de aer umed de temperatură t, plecând de la 1kg de aer uscat şi de la x kg de apă având temperatura de 0°C. Suma dintre entalpia aerului uscat şi a vaporilor de apă	$h = [c_{pa}t + (c_{pv}t +r) x]/ (1+x)$ (1.26) se aproximează cu $h = c_{pa}t + (c_{pv}t +r) x$ (1.27) $h = 1{,}0t + (1{,}86t + 2501)x$ (raportată la 1kg de aer uscat) (1.28)

In tabel s-au folosit în plus notațiile:

m_s - masa vaporilor saturați (kg_v);

x_s - conținutul de vapori la saturație (kg_v/kg_a);

p_s - presiunea parțială a vaporilor la saturație (Pa);

r - căldura latentă de vaporizare/condensare a apei la 0 °C (r = 2500 kJ/kg);

h_{apa} - entalpia apei (kJ/kg).

1.4 DIAGRAME PSIHROMETRICE

În diagramele psihrometrice se reprezintă grafic relațiile dintre parametrii aerului umed. Un punct dintr-o diagramă este definit prin doi parametri iar ceilalți se pot stabili prin citire, interpolând între valorile marcate. Alegerea axelor de coordonate este arbitrară, urmărindu-se o bună lizibilitate în domeniul de valori curent utilizate. Cele mai utilizate diagrame au ca axe de coordonate entalpia h şi conținutul de umiditate x; axele fac un unghi mai mare de 90° (de obicei 135°).

Reprezentarea grafică a relațiilor dintre parametrii termodinamici ai aerului umed este foarte des utilizată datorită posibilităților de calcul rapid, cu o eroare neglijabilă, pentru calculele practice aferente tratării complexe a aerului umed în centralele de tratare a aerului din instalațiile de climatizare. Prin acest tip de reprezentări, se pot determina cu uşurință debitele de aer pentru ventilare mecanică şi climatizare, sarcinile termice ale bateriilor de răcire/încălzire sau sarcinile de umiditate ale camerelor de umidificare (cu apă sau cu abur), precum şi evoluția aerului în interiorul încăperilor climatizate.

Există numeroase variante de reprezentare în funcție de alegerea axelor de coordonate şi de zona de parametri care se doreşte a fi evidențiată cu cât mai

multă lizibilitate. Fiecare diagramă pentru aer umed este construită pentru o presiune dată (de regulă, presiunea atmosferică la nivelul mării) şi permite citirea tuturor parametrilor pentru o stare a aerului definită prin două mărimi, căreia îi corespunde un punct în planul diagramei.

În țările Europei de Est şi în Germania se utilizează diagrama cunoscută sub numele de diagrama Mollier, construită în axele de coordonate entalpie-conținut de umiditate (*h*-*x*), care fac între ele un unghi de 135°. Ea este utilizată aproape exclusiv şi în țara noastră.

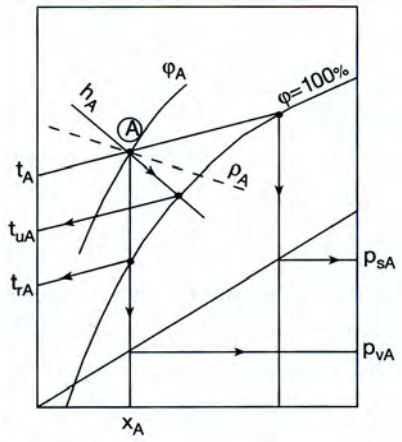


Figura 1.3.1: Citirea parametrilor aerului aerului umed în diagrama h-x

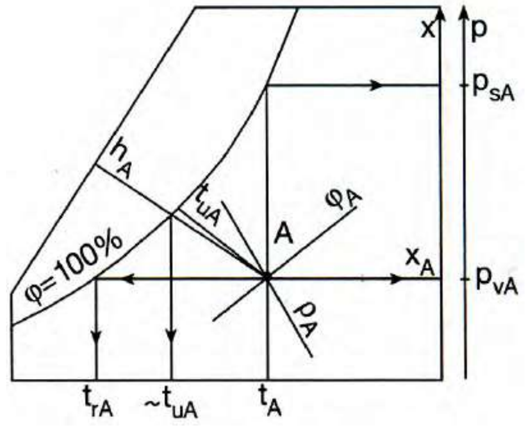


Figura 1.3.1: Citirea parametrilor umed în diagrama t-x

Pe axa orizontală a acestei diagrame se citeşte conținutul de umiditate **x** (g_v/kg_{au}) şi presiunea parțială a vaporilor $\mathbf{p_v}$ (mbar) iar pe axa verticală stânga se citeşte temperatura uscată **t.** Entalpia **h** se citeşte direct pe dreptele **h**=const, înclinate la 45° față de orizontală.

În Franța şi Statele Unite ale Americii se utilizează o diagramă **h-x** cu axele inversate față de diagrama Mollier. Deoarece pe axa orizontală se citeşte temperatura uscată **t,** iar pe axa verticală (dreapta) conținutul de umiditate ***x*,** această diagramă va fi denumită **t-x.** În realitate, dreptele cu **t** =const. nu sunt paralele între ele şi nici perfect orizontale, ci compun un fascicul de drepte care se întâlnesc într-o origine situată la t = -273,15 °C, corespunzătoare temperaturii de 0 absolut (0 K).

Citirea parametrilor aerului umed în aceste diagrame este ilustrată schematic în figurile 1.3.1 respectiv 1.3.2.

Diagrama **h-x** la presiunea de 1013 mbar (101325 Pa) este reprezentată în figura 1.3.3.

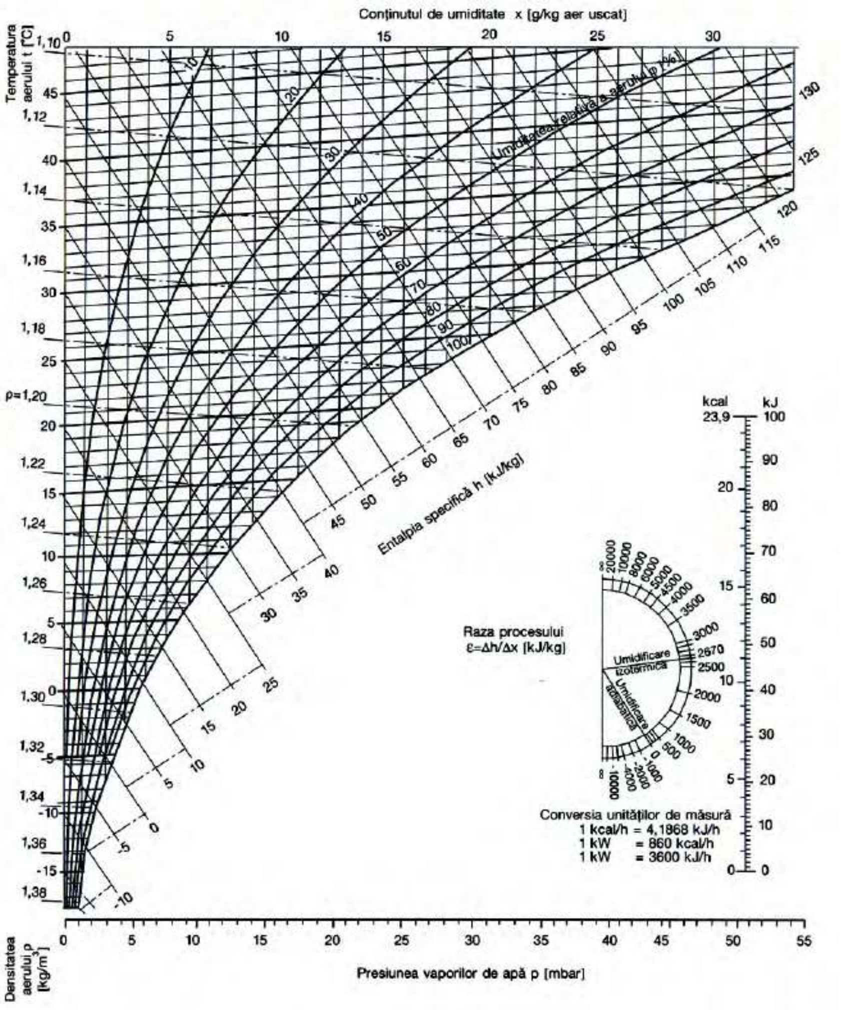


Figura 1.3.3: Diagrama **h-x** pentru aer umed, la presiunea de 1013 mbar

Planul unei diagrame psihrometrice este împărțit în două zone principale prin curba de umiditate relativă φ=100% pe care se citesc mărimile corespunzătoare stării de saturație (starea limită ce desparte fazele gazoasă şi lichidă). În instalațiile de climatizare, se preferă zona de aer nesaturat, aferentă zonei de deasupra curbei de saturație, deoarece prezența picăturilor de lichid în aerul supus tratării conduce la o funcționare corespunzătoare din punct de vedere al calității aerului (murdărirea filtrelor şi a camerei de amestec, înrăutățirea transferului termic în bateriile de încălzire). Citirile parametrilor termodinamici ai

aerului supus tratării complexe din centralele de tratare se fac aşadar în zona de aer nesaturat.

1.5 TRANSFORMĂRILE SIMPLE ALE AERULUI UMED

1.5.1 Probleme generale

Aerul introdus în încăperile ventilate (climatizate) este de obicei tratat pentru a se obține o stare ce corespunde funcției pe care o are în procesele termodinamice din încăpere (preluarea simultană a sarcinii termice şi umiditate ale acesteia). Tratarea aerului se realizează prin înserierea unor procese termodinamice simple care sunt prezentate în tabelul 1.4.1. În acest tabel sunt redate şi relațiile de calcul uzuale necesare pentru alegerea echipamentelor (aparatelor) cu care se realizează aceste procese simple.

O mărime importantă, ce caracterizează transformarea termodinamică a aerului umed este **raza procesului**, denumită şi **raport de termo-umiditate**, deoarece semnifică preluarea simultană de căldură şi umiditate aferentă evoluției aerului din încăperea ventilată (climatizată). Această mărime se poate stabili şi utiliza şi în procesele de tratare simple ale aerului umed. Ea este definită prin raportul:

$$\varepsilon = \frac{Q}{G_v} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (1.29)$$

în care:

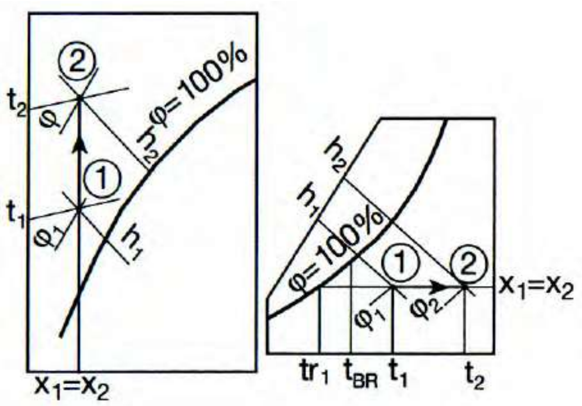
- Q (kW) şi G_v (kg_v/s) reprezintă debitul de căldură respectiv umiditate (vapori) preluate/cedate de aer în procesul de transformare termodinamică, iar
- Δh şi Δx reprezintă variația de entalpie, respectiv, de conținut de umiditate între starea finală şi cea inițială a transformării (figurile 1.4.1 şi 1.4.2).

Fiind o mărime ce reflectă direct modul în care s-a produs transformarea stării aerului, ea este evaluată frecvent, aşa cum se arată în tabelul 1.4.1.

1.5.2 Procese simple în diagramele psihrometrice

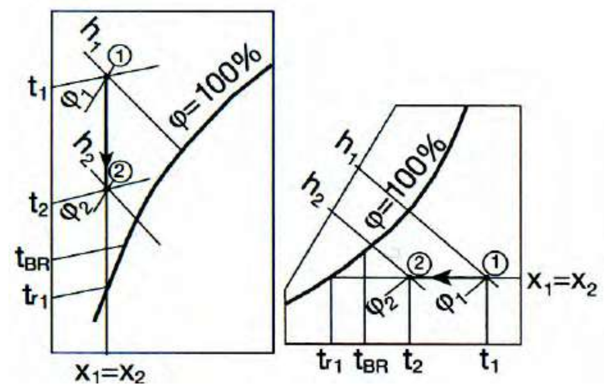
Pentru a facilita specialiştilor urmărirea evoluției aerului în diagramele psihrometrice, majoritatea cuprind, în diverse forme grafice, reprezentări ale razei procesului.

Pentru diagramele curent folosite (figurile 1.4.1 şi 1.4.2) se urmăreşte evoluția aerului între o stare inițială 1 şi o stare finală 2 precum şi modul în care este utilizată raza procesului. Orice proces caracterizat printr-o valoare **ε** a razei procesului este reprezentat printr-o dreaptă paralelă cu ε=const.



a) b)

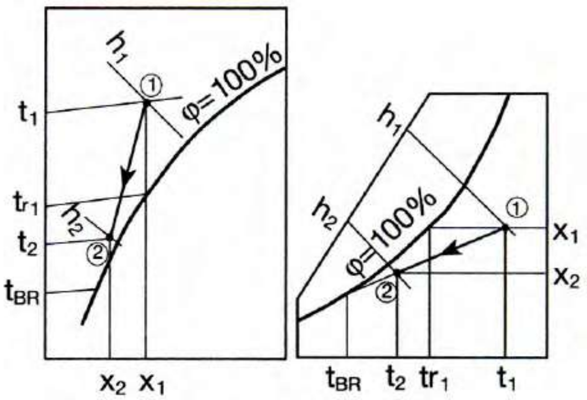
Figura 1.4.3: Proces de încălzire:
a – în diagrama h-x; b- în diagrama t-x



a) b)

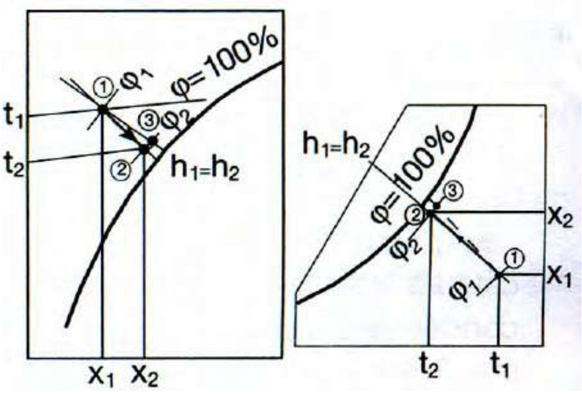
Figura 1.4.4: Proces de răcire uscată:
a – în diagrama h-x; b- în diagrama t-x

Diferitele procese de tratare simplă cuprinse în tabelul 1.4.1 sunt reprezentate în diagramele psihrometrice din figurile 1.4.3…1.4.8.



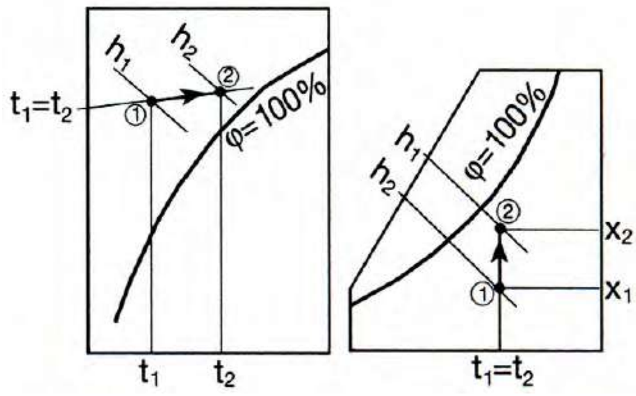
a) b)

Figura 1.4.5: Proces de răcire uscată:
a – în diagrama h-x; b- în diagrama t-x



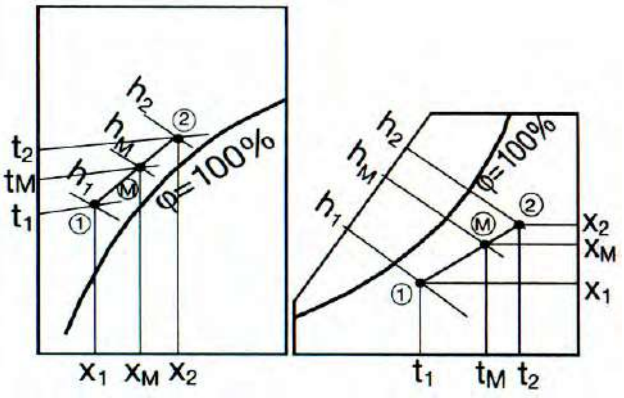
a) b)

Figura 1.4.6: Umidificare adiabatică
a – în diagrama h-x; b- în diagrama t-x



a) b)

Figura 1.4.7: Umidificare izotermă:
a – în diagrama h-x; b- în diagrama t-x



a) b)

Figura 1.4.8. Amestecul a 2 debite de aer
a – în diagrama h-x; b- în diagrama t-x

1.5.3 Exemple de calcul

Exemplul 1.

Să se determine grafic şi analitic parametrii aerului umed având starea definită prin temperatura uscată **t** = 20°C şi umiditatea relativă φ = 50%; presiunea barometrică se consideră **p** =101325Pa.

Se procedează după cum urmează:

- Presiunea la saturație se calculează cu relația (1.8); rezultă $\mathbf{p_s}$ = 2343 Pa
- Presiunea parțiala a vaporilor de apă rezultă din relația (1.16): $\mathbf{p_v} = \varphi * p_s$ =1172 Pa
- Temperatura punctului de rouă calculată cu relația (1.12) este $\mathbf{t_r}$ = 9,3°C.
- Conținutul de vapori calculat cu relația (1.14) va fi **x** = $7{,}28*10^{-3}$ kg/kg$_a$ = 7,28 g/ kg$_a$
- Densitatea aerului calculată cu relația (1.21) va fi: ρ = 1,199 kg/m^3
- Entalpia aerului umed calculată din formula (1.26) va fi: **h** = 38,48 kJ/kg.

Exemplul 2.

Să se calculeze conținutul de vapori **x** al aerului umed a cărui stare este caracterizată de: temperatura uscată **t** = 25°C, temperatura umedă $\mathbf{t_u}$ = 15°C. Presiunea barometrică este **p** = 101325 Pa.

Se determină:

- Entalpia aerului la 25°C în funcție de **x** (relația (1.28)) este: **h** = 25 + 2547,5*x kJ/kg$_a$)

- Presiunea de saturație (izobară şi adiabatică) corespunzătoare temperaturii umede de 15°C, folosind relația (1.8) rezultă $\mathbf{p_s}$ = 1707,74 Pa.

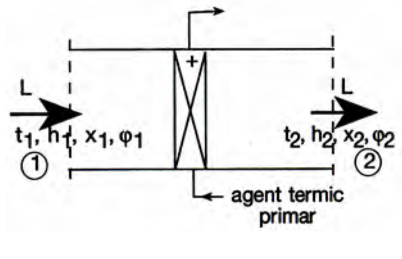
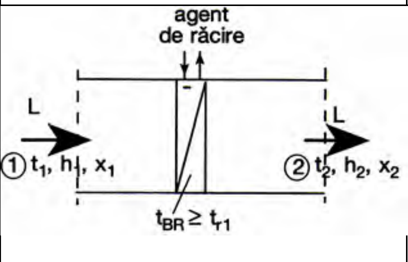
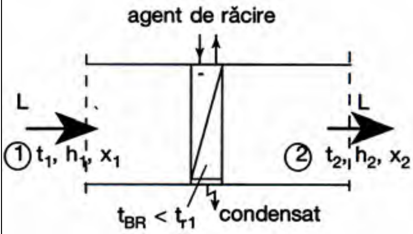
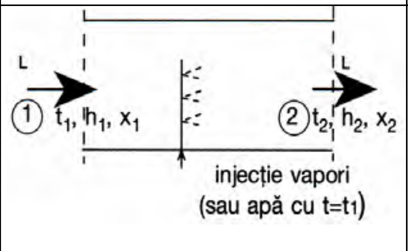
- Conținutul de umiditate la saturație $\mathbf{x_s}$ pentru o presiune parțială a vaporilor $\mathbf{p_s}$ = 1707,74 Pa, calculat cu relația (1.15) este $\mathbf{x_s}$ = 0,010663 kg/kg$_a$. Entalpia apei de 15°C rezultă din relația (1.10): $\mathbf{h_{apa}}$ = 62,79 kJ/kg$_{apa}$.

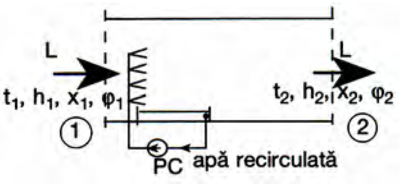
- Entalpia aerului saturat la 15°C, cu un conținut de umiditate $\mathbf{x_S}$, calculată cu relația (1.28), este **hs** = 41,965 kJ/kg$_a$.

- Relația (1.9) devine atunci: 25 + 2547,5*x + (0,01066 - x) * 62,79 = 41,96 din care rezultă conținutul de umiditate : **x** = 6,57 * 10-3 kg/ kg$_a$

Tabelul 1.4.1

Procese simple de tratare a aerului

Transformarea **ε (kJ/kg)**	**Schemă realizare proces**	**Relații de calcul**
Încălzire uscată (proces 1 - 2) ε = +∞ Se realizează cu o baterie de încălzire		Debitul de căldură preluat de aer, respectiv cedat de bateria de încălzire: $Q_{BI} = L(h_2 - h_1)$sau aproximativ $Q_{BI} = L(t_2 - t_1)$
Răcire uscată (proces 1 - 2) ε = -∞ Se realizează cu o baterie de răcire având temperatura medie $t_{BR} \geq t_{r1}$		Debitul de căldură extras din aerul supus răcirii şi preluat de către bateria de răcire: $Q_{BR} = L(h_1 - h_2)$sau aproximativ $Q_{BR} = L(t_1 - t_2)$
Răcire cu uscare (proces 1 -2) ε > 0 Se realizează cu o baterie de răcire având temperatura medie $t_{BR} \leq t_{r1}$		Debitul de căldură preluat de la aer: $Q_{BR} = L(h_1 - h_2)$ Debitul de vapori de apă condensați: $G_v = L(x_1 - x_2)$
Umidificare izotermă (proces 1 - 2) la temperatura t ε = h_v= $c_{p,v}$ t Se realizează cu injecție de abur saturat produs de un generator propriu în curentul de aer		Debitul de vapori preluat de aer: $G_v = L(x_2 - x_1)$ Debitul de căldură preluat de aer: $Q = L(h_2 - h_1)$

Umidificare adiabatică; teoretic, ε=0 (proces 1-2); practic, ε=$c_{p,apă}$ $t_{apă}$, iar $c_{p,apă}$= 4,186 kJ/kg Se realizează prin pulverizarea apei recirculate în curentul de aer când temperatura apei $t_{apă}$=t_u (temperatura umedă a aerului ce intră în camera de stropire)		Debitul de vapori preluat de către aer: $G_v = L(x_2 - x_1)$ - teoretic; respectiv: $G_v = L(x_3 - x_1)$ - real.
Amestec de aer de parametri diferiți: ε= $(h_2 - h_1)/(x_2 - x_1)$ (1 şi 2 sunt stările termodinamice ale aerului ce se amestecă, având debitele L_1, respectiv L_2)		Starea finală M a aerului amestecat va avea entalpia h_m şi conținutul de umiditate x_m date de relațiile : $h_m = \frac{h_1 L_1 + h_2 L_2}{L_1 + L_2}$ $x_m = \frac{x_1 L_1 + x_2 L_2}{L_1 + L_2}$

2. NOTAȚII

Notația	Semnificație	UM
Δt	diferența dintre temperatura exterioară maximă şi temperatura interioară	[^{0}C]
A_z	amplitudinea oscilației zilnice a temperaturii exterioare	[^{0}C]
c	coeficient de reducere a amplitudinii de temperatură	-
c_1	coeficient de corecție a curbei cosinusoidale	-
g	grad de asigurare	%
t_{em}	temperatura exterioară medie zilnică	[^{0}C]
t_{ev}	temperatura exterioară de calcul pentru situația de vară	[^{0}C]
t_{ml}	temperatura exterioară medie lunară	[^{0}C]
τ	ora de calcul	h
τ_{max}	ora la care temperatura exterioară este maximă	h
Ii	radiația transmisă în încăpere	[W/m^2]
Ir	radiație reflectată	[W/mP^2]
Ia	radiație acumulată	[W/m^2]
I_D	intensitatea radiației solare directe	[W/m^2]
I_d	intensitatea radiației solare difuze	[W/m^2]
I	intensitatea radiației solare globale	[W/m^2]
Q_i	fluxul de căldură pătruns prin fereastră datorat intensității radiației solare;	W
Q_T	fluxul de căldură pătruns prin fereastră datorat diferenței de temperatura.	W
t_{emax}	temperatura exterioară maximă, vara	[^{0}C]
t_{ei}	temperatura exterioară de calcul pentru situația de iarnă	[^{0}C]
R	rezistența termică a elementului de construcție opac	[m^2 K/W]
λ	coeficientul de conductivitate termică a materialului	[W/m K]
ρ	densitatea materialului	[kg/m^3]
ε	defazajul elementului de construcție	[ore]
c_m	capacitatea calorică a materialului	[J/kg K]
ρ_f	coeficient de reflexie	-
α_f	coeficient de absorbție	-
τ_f	coeficient de transmisie	-
$\delta 1$	retragerea ferestrei față de fațadă în plan orizontal	[m]
$\delta 2$	retragerea ferestrei față de fațadă în plan vertical	[m]
B	lățimea ferestrei	[m]
H	Înălțimea ferestrei	[m]
Si	suprafața însorită	[m^2]
Su	suprafața umbrită	[m^2]
m	coeficient de acumulare termică	-
s	coeficient de asimilare termică	[W/m^2 K]
c_t	coeficient pentru tipul tâmplărie	-
c_p	coeficient pentru puritatea aerului atmosferic exterior	-
f	factor solar	-

c_{u1}, c_{u2}	coeficienţi de umbrire determinaţi	
S_{pi}	suprafaţa peretelui interior	[m^2]
N_{me}	puterea maşinilor acţionate electric	[W]
χ_1	coeficient de utilizare a puterii instalate	-
χ_2	coeficient de încărcare	-
χ_3	coeficient de simultaneitate;	-
χ_4	coeficient de corecţie in funcţie de modul de preluare a căldurii de către aer.	-
q_{om}	degajarea de căldură a omului	[W/pers]
q_p	degajarea de căldură perceptibilă	[W/pers]
q_l	degajarea de căldură latentă	[W/pers]
B_{il}	coeficient de transformare a energiei electrice în căldură	-
U	coeficient global de transfer de căldură	[$W/m^2\ {}^0K$]
G_{mr}	masa materialelor care se răcesc	[Kg]
t_{im}	temperatura iniţială a materialului care se răceşte	[°C]
t_{fin}	temperatura finală a materialului care se răceşte	[°C]
t_t	temperatura de schimbare de fază	[°C]
c_{mr}	căldura specifica a materialului care se răceşte	[kJ/kgK]
$c_{mr1,2}$	căldura specifica a materialului care se răceşte la faza 1-a şi faza a 2-a de agregare	[kJ/kgK]
r	căldura latentă de schimbare de fază	[kJ/kg]
N_p	numărul de porţii de mâncare consumate într-o oră	
g_p	greutatea unei porţii de mâncare	[kg/s]
$c_{mânc}$	căldura specifica a mâncării	[kJ/kgK]
t_1 t_2	temperatura iniţială la care este adusă mâncarea şi respectiv la care este servită mâncarea	[°C]
Q v	sarcina termică de vară	[W]
Q i	sarcina termică de iarnă	[W]
Q ap	aporturi de căldură	[W]
Q deg	degajări de căldură	[W]
Q_{iv}	aporturi de căldură de la încăperi vecine	[W]
Q p	pierderi de căldură	[W]

3. BAZE CLIMATICE

3.1. PARAMETRII EXTERIORI DE CALCUL. SITUAȚIA DE VARA

3.1.1. Temperatura de calcul a aerului exterior

a. Pentru instalații de climatizare

In condițiile variației anuale, lunare şi diurne importante a temperaturii exterioare, pentru dimensionarea instalațiilor de climatizare se consideră o situație defavorabilă, acoperitoare pentru majoritatea situațiilor meteorologice. Astfel, situația de dimensionare corespunde lunii iulie, cea mai caldă lună a anului pe teritoriul României.

Pe baza curbelor clasate de temperatură se aleg valorile cu frecvențe mici de apariție (*). Acest fapt conduce la un grad de asigurare ridicat în dimensionarea instalației de climatizare.

Dacă **f** este frecvența de apariție, gradul de asigurare **g** se scrie:

$$\mathbf{g} = 100 - f \ [\%] \tag{3.1}$$

Pentru **calculul sarcinii termice de vară**, pentru încăperi climatizate sau ventilate mecanic sau natural, se recomandă alegerea valorilor de temperatură cu un grad de asigurare g = 98% sau g = 95%.

Astfel, temperatura exterioară de calcul pentru vară t_{ev} [^{0}C]rezultă :

$$t_{ev} = t_{em} + A_z \tag{3.2}$$

unde:

t_{em} – temperatura exterioară medie a lunii iulie, corespunzătoare localității în care este amplasată clădirea şi gradului de asigurare, [^{0}C],

A_z –amplitudinea oscilației zilnice a temperaturii exterioare,[^{0}C]

(*) Prin frecvență de apariție a unei temperaturi se înțelege raportul procentual dintre numărul de situații în care s-au înregistrat valori mai ridicate decât acea temperatură şi numărul total de valori analizate. Astfel relația 3.1 indică faptul că pentru un număr procentual de situații egal cu gradul de asigurare, valorile de temperatură exterioară astfel stabilite, nu vor fi depăşite.

(**) Tabelul 3.1 conține şi valori ale temperaturii exterioare medii corespunzătoare unui grad de asigurare g = 80% şi g = 50%. Aceste valori vor fi utilizate pentru stabilirea temperaturii exterioare şi interioare de calcul în încăperile ventilate mecanic sau natural (cf. § 4). Sunt indicate de asemenea valorile conținutului de umiditate al aerului exterior care, împreună cu temperatura de calcul t_{ev} stabilită pentru un anumit grad de asigurare, definesc starea de calcul a aerului exterior.

Valorile t_{em} şi A_z sunt date în ***tabelul 3.1*** pentru principalele localităţi din România. Tabelul a fost realizat prin prelucrarea datelor din STAS 6648/1-1982 (**).

b) Pentru instalaţii de ventilare mecanică

Instalaţiile de ventilare mecanică sunt calculate la un grad de asigurare mai mic.

În STAS 66648/2 82 pentru instalaţiile de ventilare mecanică a fost considerat gradul de asigurare de 50% iar temperatura medie aferentă acestui grad de asigurare este denumită temperatură medie lunară $\mathbf{t_{ml}}$.

Temperatura de clacul pentru instalaţiile de ventilare mecanică se determină cu relaţia

$$t_{vm} = t_{ml} + A_z \qquad (3.3)$$

valorile lui t_{ml} si A_z fiind indicate în tabelul 3.1.

3.1.2 Variaţia diurnă a temperaturii aerului exterior

Temperatura exterioară are o variaţie diurnă importantă, între valoare maximă şi cea minimă realizându-se o diferenţă de 2 A_z.

Valoarea temperaturii t_e pentru un moment de timp τ dat, se poate calcula folosind relaţia:

$$t_e = t_{em} + c_1 A_z \cos \frac{2\pi}{24}(\tau - \tau_{max}) \qquad (3.4)$$

sau simplificat:

$$t_e = t_{em} + c A_z \qquad (3.5)$$

unde:

τ_{max} – ora la care temperatura exterioară este maximă (ora 15), (*)

c_1 – coeficient de corecţie a curbei cosinusoidale,

$c = c_1 \cos \frac{2\pi}{24}(\tau - \tau_{max})$ – coeficient de reducere a amplitudinii de temperatură.

Pentru diferite valori A_z, produsul c A_z este dat în ***tabelul 3.2.***

Observaţie. Valorile obţinute prin aplicarea formulei 3.4 sunt necesare la calculul aporturilor de căldură prin ferestre. Pentru calculul aporturilor prin elemente opace, variaţia diurnă a temperaturii exterioare a fost inclusă în programul de simulare.

Date climatice de calcul

JUDETUL Localitatea	Gradul de asigurare, g (%)				A_z ^0C
	98	95	80	50	
	$\frac{t_{em}}{x_{cl}}$ $(\frac{^0C}{g/kg})$	$\frac{t_{em}}{x_{cl}}$ $(\frac{^0C}{g/kg})$	$\frac{t_{em}}{x_{vm}}$ $(\frac{^0C}{g/kg})$	$\frac{t_{ml}}{x_{vm}}$ $(\frac{^0C}{g/kg})$	
1	2	3	4	5	6
BUCUREŞTI	27,5 / 11,95	26,5 / 11,80	24,6 / 10,05	22,4 / 9,65	7
ALBA 1) Alba-Iulia	22,3 / 10,75	21,2 / 10,60	19,3 / 9,60	17,2 / 9,40	7
ARAD 1) Arad, Curtici	27,1 / 11,25	26 / 10,95	23,3 / 9,50	20,9 / 8,70	7
ARGEŞ 1) Piteşti	25,3 / 10,75	24,3 / 10,50	22,2 / 9,10	20 / 8,95	7
2) Curtea de Argeş	25,2 / 10,40	23,6 / 10,05	21,1 / 8,90	19,1 / 8,45	6
BACĂU 1) Bacău	24,9 / 12,20	23,8 / 11,95	22,2 / 10,30	19,9 / 9,65	6
BIHOR 1) Oradea	26,5 / 10,20	25,5 / 10,15	23,2 / 9,55	20,7 / 9,40	7
BISTRIȚA-NĂSĂUD 1) Bistrița	24 / 11,75	22,7 / 11,20	21 / 9,35	18,5 / 8,90	7
2) Năsăud	23,6 / 11,55	22,3 / 11,20	20,6 / 9,20	18,1 / 8,70	7
BOTOŞANI 1) Botoşani	25,3 / 11,45	24,4 / 11,40	22,4 / 9,65	20 / 9,40	6
BRAŞOV 1) Braşov	22,7 / 10,55	21,6 / 10,40	19,6 / 10,25	17,8 / 10,25	7
2) Predeal, Poiana Braşov, Pârâul - Rece	19,4 / 8,70	18,6 / 8,55	16,5 / 7,95	14,1 / 7,75	6
BRĂILA 1) Brăila	27,6 / 11,70	26,7 / 11,55	24,6 / 10,05	22,2 / 9,55	7
BUZĂU 1) Buzău	26,8 / 12,20	26,6 / 12,15	24,3 / 10,10	22 / 9,35	6

Tabelul 3.1

1	2	3	4	5	6
CARAŞ-SEVERIN					
1) Caransebeş	25,4/11,60	24,4/11,25	22,2/9,60	19,9/9,00	6
2) Reşiţa	24,2/11,25	23,2/11,00	21/9,25	18,7/8,70	6
CĂLĂRAŞI					
1) Călăraşi	27,9/12,00	26,8/11,80	24,8/9,95	22,3/9,65	7
2) Olteniţa	27,5/11,95	26,5/11,80	24,6/10,05	22,4/9,65	7
CLUJ					
1) Cluj-Napoca	24/10,30	23/10,15	21,1/8,95	18,7/8,50	6
CONSTANŢA					
1) Constanţa	26,5/12,85	25,6/12,70	23,9/12,25	21,8/11,90	4
COVASNA					
1) Sf. Gheorghe	22,7/10,55	21,6/10,40	19,6/10,25	17,8/10,25	7
2) Covasna	22,3/10,50	21,2/10,35	19,2/10,25	17,4/10,25	7
DÂMBOVIŢA					
1) Târgovişte	26,2/12,75	25/12,45	22,6/10,10	20,5/9,55	7
DOLJ					
1) Craiova	27,7/11,25	26,4/11,00	23,6/9,70	21,4/9,20	7
GALAŢI					
1) Galaţi	27,6/11,70	26,7/11,55	24,6/10,05	22,2/9,55	6
GIURGIU					
1) Giurgiu	27,5/11,95	26,5/11,80	24,6/10,05	22,4/9,65	7
GORJ					
1) Târgu Jiu	26,2/11,20	25/11,75	22,7/7,75	20,9/7,30	7
HARGHITA					
1) Harghita	22,6/9,75	21,4/9,45	19,7/8,20	17,5/8,00	7
2) Miercurea Ciuc	21,6/9,50	20,4/9,20	18,2/8,15	16,5/8,00	7
HUNEDOARA					
1) Deva	24,8/11,00	23,7/10,85	21,8/9,85	19,7/9,65	7
2) Hunedoara	22,3/10,75	21,2/10,60	19,3/9,60	17,2/9,40	7
IALOMIŢA					
1) Slobozia	26,8/11,25	26/11,10	24,1/9,25	21,7/8,75	7
2) Urziceni	27,2/11,90	26,2/11,75	24,3/10,06	22,1/9,60	7
IAŞI					
1) Iaşi	26/11,55	25/11,35	22,9/10,60	20,4/9,50	6

1	2	3	4	5	6
MARAMUREŞ 1) Baia Mare	25,7 / 12,35	24,5 / 12,10	22,5 / 9,75	19,9 / 8,50	6
MEHEDINŢI 1) Drobeta Tr. Severin	27,1 / 11,05	26,2 / 10,80	24,1 / 9,85	22,1 / 9,45	7
MUREŞ 1) Târgu Mureş	24,6 / 10,70	23,6 / 10,55	21,6 / 9,15	19,5 / 8,75	6
NEAMŢ 1) Piatra Neamț	25 / 11,75	23,7 / 11,35	21,6 / 9,65	19,2 / 9,20	6
OLT 1) Caracal	27,4 / 11,45	26,5 / 11,30	24,4 / 10,60	22,4 / 10,45	7
PRAHOVA 1) Ploieşti	27,3 / 11,05	25,6 / 10,80	23,1 / 9,35	20,9 / 9,00	7
2) Azuga, Buşteni, Cheia, Sinaia	21,9 / 10,50	20,2 / 10,25	17,7 / 8,55	15,5 / 8,20	7
SATU MARE 1) Satu Mare	25,9 / 11,75	24,8 / 11,40	22,7 / 9,55	19,9 / 9,20	7
SĂLAJ 1) Zalău	25,7 / 9,95	24,6 / 9,75	22,3 / 8,40	19,7 / 7,80	6
SIBIU 1) Sibiu	23,5 / 11,45	22,7 / 11,25	20,8 / 9,40	18,9 / 8,90	7
SUCEAVA 1) Suceava	23,6 / 10,45	22,3 / 10,25	20,5 / 9,00	18,1 / 8,90	6
2) Rădăuți	22,8 / 11,25	21,9 / 11,00	20,1 / 9,60	17,8 / 9,35	6
TELEORMAN 1) Alexandria	27,4 / 11,45	26,5 / 11,30	24,4 / 10,60	22,4 / 10,45	7
TIMIŞ 1) Timişoara	26,7 / 11,15	25,6 / 10,80	23,6 / 9,45	21,2 / 9,00	7
TULCEA 1) Tulcea, Babadag	27,2 / 13,50	26,4 / 12,80	24,4 / 10,90	22,2 / 10,30	6
2) Sf. Gheorghe, Sulina	27,2 / 13,05	26,4 / 12,80	24,4 / 10,90	22,2 / 10,30	6
VASLUI 1) Bârlad	26,3 / 12,10	25,4 / 11,80	23,4 / 10,05	20,7 / 9,15	6
2) Vaslui	25,4 / 10,75	24,7 / 10,65	22,6 / 9,50	20,2 / 9,10	6
VÂLCEA 1) Râmnicu Vâlcea	26,5 / 11,65	25 / 11,35	22,6 / 9,75	20,7 / 9,50	6
2) Călimăneşti	25 / 11,35	23,5 / 11,00	21,1 / 9,60	19,2 / 9,30	6
VRANCEA 1) Focşani	26,4 / 12,05	26,2 / 12,00	23,9 / 10,00	21,6 / 9,25	6

Tabelul 3.2

Valorile produsului cA_z, de variație a temperaturii

Ora / cA_z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4	-2,8	-3,2	-3,6	-3,9	-4,0	-3,8	-3,0	-1,2	0,4	1,8	2,7	3,3
6	-4,2	-4,8	-5,4	-5,8	-6,0	-5,6	-4,5	-1,8	0,6	2,7	4,1	5,0
7	-4,9	-5,6	-6,3	-6,8	-7,0	-6,6	-5,2	-2,1	0,7	3,2	4,8	5,8

Ora / cA_z	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
4	3,6	3,9	4,0	3,9	3,5	2,8	1,7	0,4	-0,7	-1,4	-1,9	-2,4
6	5,5	5,8	6,0	5,8	5,2	4,2	2,6	0,5	-1,0	-2,1	-2,9	-3,5
7	6,4	6,8	7,0	6,8	6,1	4,9	3,0	0,6	-1,2	-2,5	-3,4	-4,1

3.1.3. Radiația solară

Radiația solară are o variație anuală, lunară şi zilnică determinate de poziția soarelui pe bolta cerului. Radiația este recepționată la sol sub formă de radiație directă şi radiație difuză.

Pentru determinarea sarcinii termice de vară a încăperilor se vor considera valori de calcul corespunzătoare lunii iulie, pentru latitudinea de 45^0 N.

Intensitatea radiației solare directe $\mathbf{I_D}$ [W/m^2] va fi luată în considerare în funcție de oră şi de orientarea elementului de anvelopă.

Intensitatea radiației difuze $\mathbf{I_d}$ [W/m^2] se stabileşte în funcție de oră, fiind considerată aceeaşi pentru toate orientările.

Radiația solară globală I [W/m^2] se calculează însumând valorilor radiației directe şi difuze:

$$\mathbf{I = I_D + I_d} \qquad (3.6)$$

Valorile de calcul pentru radiația solară directă şi difuză sunt date în ***tabelul 3.3***.

La stabilirea fluxului de căldură transmis prin elementele opace ale anvelopei, a fost luată în calcul şi radiația solară reflectată de sol. S-a considerat o valoare de albedo a = 0,4 (**)

(*) In calcule se consideră ora solară; vara, în România, ora legală este decalată cu o oră înainte față de cea solară.

(**) Albedoul solului este raportul dintre radiația solară directă care ajunge pe sol şi radiația solară reflectată de sol.

Tabelul 3.3

Valorile intensității radiației solare directe I_D şi difuze I_d

	Ora	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	medie
	N	53	3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3	53	5
	NE	333	**402**	301	130	4	-	-	-	-	-	-	-	-	49
	E	383	568	**575**	498	338	144	-	-	-	-	-	-	-	105
	SE	188	370	468	**514**	485	393	241	58	-	-	-	-	-	113
I_D	**S**	-	-	41	159	316	354	**394**	354	316	159	41	-	-	89
	SV	-	-	-	-	-	58	241	393	485	**514**	468	370	188	113
	V	-	-	-	-	-	-	-	144	338	498	**575**	568	383	105
	NV	-	-	-	-	-	-	-	-	8	130	301	**402**	333	49
	Oriz	89	241	381	523	647	711	**734**	711	647	532	381	241	89	247
I_d		53	80	103	123	136	146	147	146	136	123	103	80	53	59

3.1.4. Conținutul de umiditate al aerului exterior

a) Pentru instalații de climatizare

Conținutul de umiditate aerului exterior x_{cl} este necesar pentru stabilirea punctului de stare al aerului exterior **Ev**. El se determină funcție de localitate din tabelul 3.1, de la numitorul fracției pentru gradul de asigurarea ales.

b) Pentru instalații de ventilare mecanică

Conținutul de umiditate al aerului exterior pentru ventilare mecanică x_{vm}, se va determina ca şi pentru instalațiile de climatizare din tabelul 3.1. din penultima rubrica a tabelului de la numitorul fracției pentru localitatea de calcul.

3.2. PARAMETRII EXTERIORI DE CALCUL. SITUAȚIA DE IARNĂ

3.2.1. Temperatura de calcul a aerului exterior

Pentru iarnă, temperatura de calcul a aerului exterior t_{ei} se consideră în funcție de localitate, cu valoarea dată în STAS 1907/1 şi se poate determina din figura 3.1.

Deoarece stabilirea sarcinii termice de calcul pentru iarnă se face considerând un regim staționar de transfer de căldură (în conformitate cu STAS 1907/1, conform § 7), nu este necesară variația diurnă a temperaturii aerului exterior.

Pentru calcule mai detaliate, se poate folosi variația diurnă dată de relația 3.4. In acest scop, considerând o amplitudine A_z de 4 – 5^{0}C, temperatura medie rezultă

$$t_{em} = t_{ei} + A_z. \qquad (3.7)$$

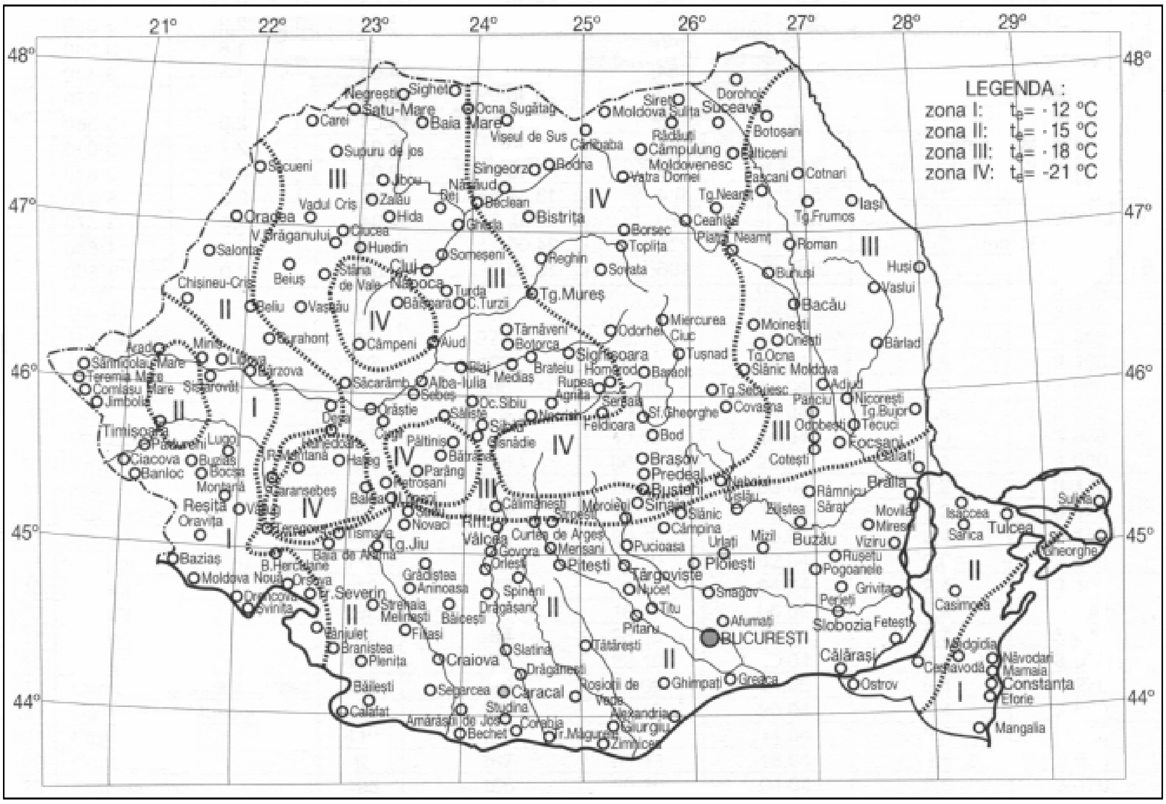


Figura 3.1. Zonarea climatică a României

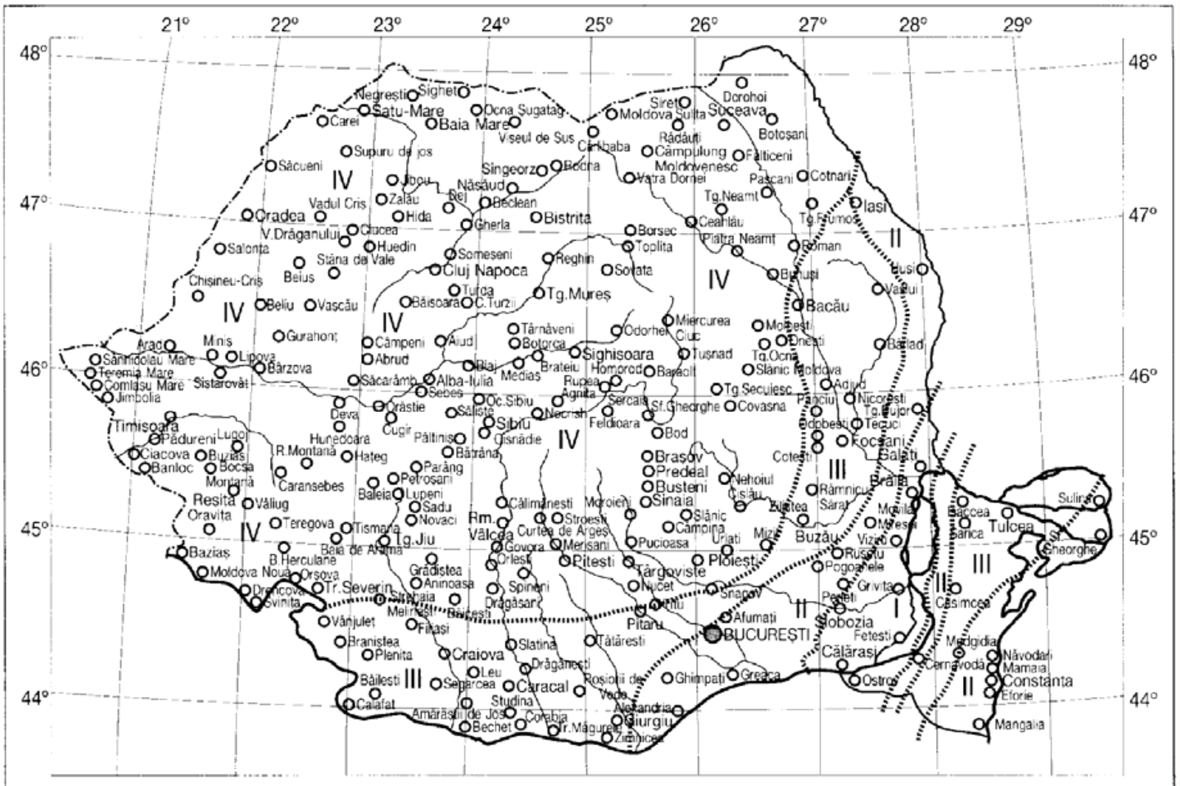
3.2.2. *Conținutul de umiditate al aerului exterior*

Conținutul de umiditate al aerului exterior corespunde unei umidități relative a aerului exterior de iarnă de φ_e = 80 % şi pentru cele patru zone de temperatură din țara noastră are valorile indicate în tabelul 3.4

Tabelul 3.4.

Valorile conținutului de umiditate al aerului exterior

Zona climatică	Temperatura exterioară de calcul [C]	Conținutul de umiditate ala aerului exterior [g/kg]
I	- 12	1
II	-15	0,8
III	-18	0,6
IV	-21	0,4



Zonarea eoliană a României.

Figura 3.2. Zonarea eoliană a României

3.2.3.Radiația solară

La stabilirea sarcinii termice de calcul pentru iarnă nu se ia în considerare radiația solară deoarece ar rezulta o dimensionare nesatisfăcătoare a capacității de încălzire a sistemului de ventilare/climatizare.

3.2.4. Viteza vântului

Viteza vântului se va determina funcție de zona eoliană în care se află localitatea de calcul. Pe teritoriul țării noastre sunt definite patru zone eoliene, după cum se poate observa din figura 3.2.

4. PARAMETRII DE CALCUL AI AERULUI INTERIOR

Instalațiile de climatizare şi ventilare sunt realizate cu scopul de a menține în interiorul încăperilor deservite a unor parametri în limitele dorite de ocupanții acestora.
Parametrii aerului interior care pot fi controlați cu ajutorul instalațiilor de climatizare sau ventilare sunt:

- Temperatura
- Umiditatea relativă
- Viteza curenților de aer

4.1 SITUAȚIA DE VARĂ

4.1.1 Temperatura aerului interior este un parametru al confortului termic care influențează schimbul de căldură între om şi mediul înconjurător şi poate fi controlat cu ajutorul instalațiilor de climatizare sau ventilare.
Valoarea temperaturii aerului interior se determină funcție de tipul instalației având valori diferite pentru instalațiile de climatizare față de cea stabilită pentru instalațiile de ventilare mecanică.

Temperatura aerului interior pentru instalațiile de climatizare tehnologice este stabilită pe baze tehnologice şi nu ține cont de condițiile de confort termic al ocupanților.
Pentru instalațiile de climatizare de confort valoarea temperaturii aerului interior va trebui aleasă astfel ca ocupanții să aibă condiții de confort termic, ținând cont de nivelul de izolare termică a îmbrăcămintei acestora şi de intensitatea muncii depuse.

Rezistența termică a îmbrăcămintei este măsurată în **Clo (**1 Clo = 0,155 m^2K/W) şi are valoarea indicată în ***tabelul 4.1***, iar intensitatea muncii este dată în tabelul 4.2, în **Met**, (1 Met = 58W) pentru diverse tipuri de activităț.

Tabelul 4.1.

Rezistența termică pentru diverse combinații vestimentare

Nr.	Vestimentația	Rezistența termică [Clo]
1	Subiect dezbrăcat	0
2	Îmbrăcăminte lejeră (şort, cămaşă)	0,5
3	Cămaşă, pantaloni, şosete şi încălțăminte	0,7
4	Salopetă clasică de lucru	0,8…1,0
5	Ținută sport cu vestă	1,0
6	Îmbrăcăminte sub salopetă	1,25
7	Ținută de iarnă	1,5…2,0

Tabelul 4.2.

Intensitatea muncii la diverse tipuri de activități

1	Activitatea	Intensitatea muncii [Met]
1	Om în timpul somnului	0,8
2	Om aşezat pe scaun	1
3	Om stând în picioare	1,2
4	Om în mers uşor	2
5	Om în mers grăbit	3
6	Om în alergare	8

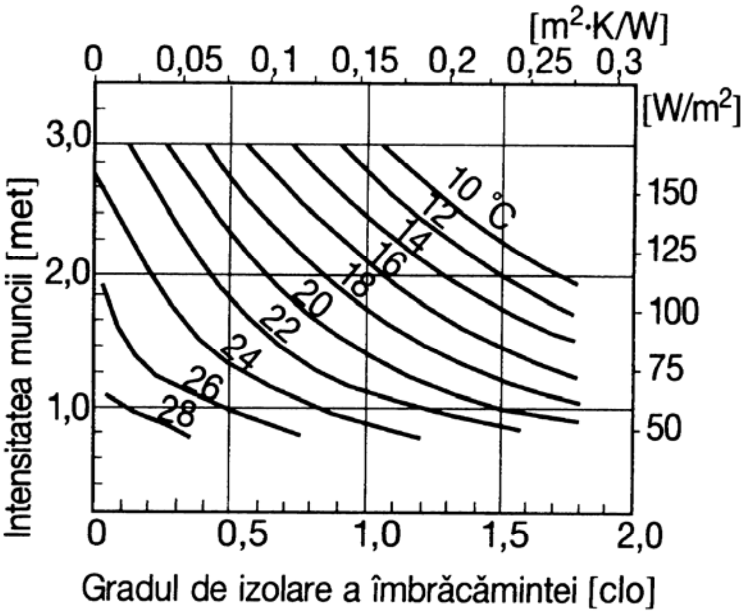


Fig. 4.1. Temperatura optimă funcție de gradul de izolare termică şi intensitatea muncii

Valoarea adoptată pentru temperatură în situația de vară, nu trebuie să fie foarte mică din motive economice sau fiziologice. O valoarea foarte mică a temperaturii aerului interior va conduce la obținerea unei sarcini de răcire mare şi deci o instalație neeconomică, cu debit de aer mare care ar crea senzația de prea rece şi riscul de şoc termic la ieşirea ocupanților din încăperea climatizată.

Temperatura aerului interior trebuie corelată şi cu gradul de efort şi ea trebui să fie menținută în limitele indicate în figura 4.1

Pentru instalațiile de climatizare de confort temperatura aerului interior se determină cu relația:

$$t_i = t_{ev} - (4\text{-}10)\ °C \qquad (4.1)$$

Se va adopta o valoarea întreagă care să fie cuprinsă între limitele (22-27) °C

Pentru instalațiile de ventilare mecanică temperatura interioară se stabileşte după recomandarea STAS 11 573 cu relația:

$t_i = t_{ml} + A_z + 5 \leq 31$ °C, pentru sarcini termice specifice $q \leq 25$ W/m^3

$t_i = t_{ml} + A_z + 5 \leq 33$ °C, pentru sarcini termice specifice $q > 25$ W/m^3 (4.2)

unde:

t_{ml} - este temperatura medie lunară corespunzătoare unui grad de asigurare de 50%.

Dacă temperatura medie a localității este redusă (cazul localităților de munte sau din nordul țării) se poate utiliza în locul lui t_{ml}, valoarea temperaturii medii zilnice t_{em}, pentru un grad de asigurare de 80%.

4.1.2 Umiditatea relativă a aerului interior φ_i, influențează schimbul de căldură latentă între om şi mediul înconjurător şi se va adopta între limitele 45-60% , cu condiția să fie cu cel puțin 5% mai mică decât valoare corespunzătoare temperaturii interioare de pe curba de zăpuşeală indicată în tabelul 4.3

Tabelul 4.3.

Curba de zăpuşeală

Temperatura aerului interior t_i	22	23	24	25	26
Umiditatea relativă maximă φ_i	70	66	63	60	56

***4.1.3 Viteza* aerului interior** în zona de şedere influențează schimbul de căldură convectivă şi va fi aleasă în situația de vară între limitele de 0,1-0,3 m/s iar pentru instalațiile de ventilare mecanică poate ajunge până de 0,5 m/s.

4.1.4 Temperatura medie de radiație θ_{mr}, influențează schimbul de căldură radiantă între om şi mediul înconjurător.

Ea se determină cu relația :

$$\theta_{mr} = \frac{\Sigma S_i \theta_i}{\Sigma S_i} \qquad (4.3)$$

Unde. S_i – suprafața elementelor de construcție interioare ale încăperii

θ_{mr} – temperatura suprafețelor interioare a elementelor de construcție

Temperatura medie de radiație trebuie să aibă valoarea cât mai apropiată de ce a aerului interior.

În situația de vară θ_{mr} nu poate fi controlată cu ajutorul instalației de climatizare sau ventilare cu toate acestea trebuie avută în vedere că încăperile climatizate să nu aibă suprafețe mari calde care să afecteze confortul interior.

4.2 SITUAȚIA DE IARNĂ

4.2.1 Temperatura aerului interior în situația de iarnă se alege pentru instalațiile de climatizare tehnologice funcție de cerințele procesului tehnologic iar pentru cele de confort t_i = 20-22° , funcție de cerințele investitorului.

Pentru instalația de ventilare mecanică temperatura interioară minimă se va alege funcție de gradul de efort depus de ocupanți din tabelul 4.4.

Tabelul 4.4.

Temperatura aerului interior pentru ventilare mecanică funcție de gradul de efort

Nr.	Gradul e efort	Temperatura aerului interior
1	Repaus	t_i = 18°C
2	Muncă uşoară	t_i = 16°C
3	Muncă medie	t_i = 14°C
4	Muncă medie	t_i = 12°C

4.2.2 Umiditatea relativă a aerului interior se adoptă ca şi în situația de vară între limitele 45-60%, acceptând valori mai mici decât cele posibile corespunzătoare temperaturii aerului interior din curba de zăpuşeală, pentru a evita pericolul apariției condensului pe suprafețele interioare.

4.2.3 Viteza aerului interior se va adopta ca şi în situația de vară având în vedere că debitul de aer vehiculat şi gurile de refulare sunt aceleaşi.

4.2.4. Temperatura medie de radiație

Temperatura medie de radiație θ_{mr}, influențează schimbul de căldură radiantă între om şi mediul înconjurător.

Ca şi în situaţia de vară în situaţia de iarnă θ_{mr} nu poate fi controlată cu ajutorul instalației de climatizare sau ventilare cu toate acestea trebuie avută în vedere că încăperile climatizate să nu aibă suprafețe reci de mari dimensiuni care să afecteze confortul interior.

Temperatura medie de radiație în situația de iarnă este influențată în mod direct de coeficientul global de transfer de căldură al elementelor de construcție.

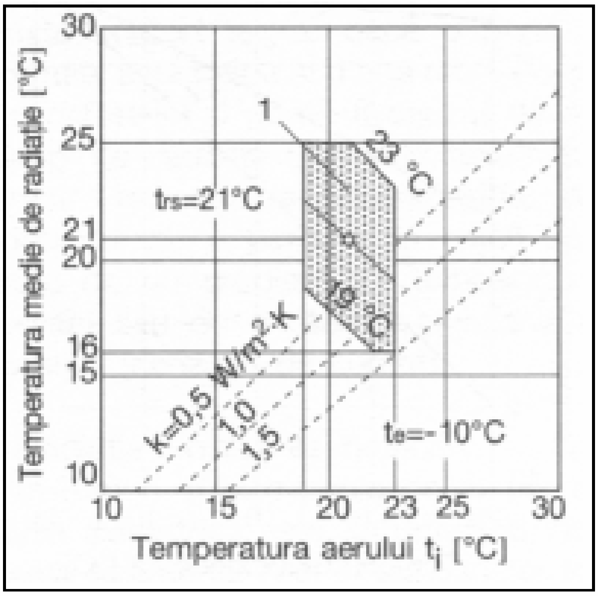


Figura 4.2. Diagrama de corelare între temperatura interioară şi temperatura medie de radiație

Din figura 4.2 se constată că doar la un coeficient global de transfer de căldură de 0,5 W/m^2K se obține un confort termic acceptabil.

4.3 EVALUAREA CONFORTULUI TERMIC

Confortul termic se realizează într-o încăpere unde căldură degajată de un organism uman este eliminată în aerul înconjurător fără suprasolicitarea sistemului termoregulator. Omul degajă un anumit flux termic care depinde de vârstă, sex, grad de efort şi temperatura aerului interior. Formele de transfer termic prin care organismul uman elimină căldura către mediul înconjurător sunt prezentate în figura 4.3

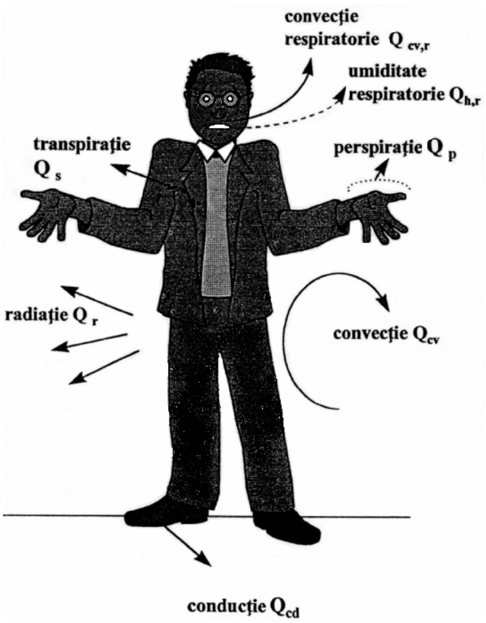


Figura 4.3. Cedarea de căldură a corpului uman

Evaluarea confortului termic se face prin determinarea unui vot mediu previzibil P_{mv}, cu ajutorul relației:

P_{mv} = [0,303 exp(-0,0361 M_{th}/S_c) +0,028] D/S_c (4.4)

Senzație termică pe care o simte ocupantul în încăpere poate fi caracterizată de valoare lui P_{mv}. Corelația între valoarea lui P_{mv} şi senzația termică este dată în tabelul 4.5

Tabelul 4.5

Corelația P_{mv} - senzație termică

P_{mv}	Senzația termică
3	Foarte cald
2	Cald
1	Puțin cald
0	Neutru
-1	Puțin frig
-2	Frig
-3	Foarte frig

Unde:

M_{th} – degajarea de căldură metabolică indicată în tabelul 4.6

$M_{th} = Q_{cv} + Q_r + E + Q_s$ (4.5)

Q_{cv}, Q_r, Q_s – degajarea de căldură prin convecție, radiație şi transpirație

$D = M_{th} – (Q_{cv} + Q_r + E + Q_{scf})$ (4.6)

$Q_s = 3,05*10^{-3}(5733 - 6,99M_{mc} - p_v) + 0,42*(M_{th} - 58,15)$ (4.7)

p_v – presiunea parțială a vaporilor de apă la temperatura camerei în Pa

$Q_{scf} = 0,42*(M_{th} - 105)$ (4.8)

105 W - reprezintă degajarea de căldură metabolică la starea de confort

Tabelul 4.6

Metabolismul uman **M** şi descompunerea lui în căldură metabolică $\mathbf{M_{th}}$ şi energie mecanică $\mathbf{M_{mc}}$

Activitatea	**M** [W]	$\mathbf{M_{th}}$ [W]	$\mathbf{M_{mc}}$[W]
Somn	75	75	0
Aşezat în repaus	105-110	105-110	0
Relaxare	125-130	125-130	0
Mers 1,6 km/h, pantă 5%	250	230	20
Mers rapid 4,8 km/h, pantă 5%	420	375	45
Mers forțat 6,4 km/h, pantă 5%	640	580	60
Lucru de laborator	170	170	0
Lucru la maşină	290	260	30
Vânzare	210	200	10
Învățământ	170	170	0
Săpat manual	460	390	70
Golire din tranşee	630	510	120
Activitate în casă	180	180	0
secretariat	125	125	0
Gimnastică	360	330	30
Dans încet	125	125	0
Dans rock	460	460	0
Tenis	480	450	30
Squash (tenis la perete)	750	700	50
Basket	790	750	40
Scris la birou	125	125	0
Început lucru lejer de mănă	180	160	20

Valorile sunt date pentru un om ˝standard˝ cu o înălțime de 1,7 m şi o greutate de 70 kg şi o suprafață de $S_c = 1,8\ m^2$.

Degajarea de căldură convectivă se determină cu relația

$$Q_{cv} = \alpha_{cv} S_{cv} (t_v - t_i) \quad (4.9)$$

$$\alpha_{cv} = \sup [2,38 (t_v - t_i)^{0,25} ; 12,06\ v_a^{\ 0,5}] \quad (4.10)$$

$$S_{cv} = F_v S_c \quad (4.11)$$

$$F_v = 1 - 0{,}77R_v \quad (4.12)$$

R_v **–** rezistența termică a îmbrăcăminții, 1Clo = 0,155 [m^2K/W]

Orientativ valorile lui **Rv** sunt date în tabelul 4.7.

Tabelul 4.7

Valorile orientative ale rezistenței termice a îmbrăcăminții funcție de ținută

Ținută	R_v [m^2K/W]
Dezbrăcat	0
Costum de baie	0,008
Ținută lejeră de interior	0,155
Ținută de interior –femei -iarna	0,234
Ținută de interior –bărbați -iarna	0,158

t_v - temperatura îmbrăcăminții

$$t_v = t_c + \frac{R_v}{S_c}(E+Q_s) - \frac{R_v}{S_c}M_{th} \quad (4.13)$$

t_c – temperatura pielii

$$t_c = 37{,}5 - 0{,}0153\,M_{th} \quad (4.14)$$

$$E = Q_{cv,r} + Q_{h,r} + Q_p = C_0 + C_1 + t_i + C_2 + t_i^2 \quad (4.15)$$

$$C_0 = -[0{,}022\,M_{th} + 6{,}5]*10^{-2}\varphi_i + 0{,}123\,M_{th} + 3{,}25 \quad (4.16)$$

$$C_1 = 3{,}8*10^{-3}\varphi_i - [1{,}1\,M_{th} + 40]*10^{-3} \quad (4.17)$$

$$C_2 = -4{,}1*10^{-4}\varphi_i \quad (4.18)$$

S_c - suprafața corpului uman

$$S_c = 0{,}203\,p^{0{,}425}\,t^{0{,}725}, \text{ pentru o persoană standard } S_c = 1{,}8\text{ m}^2 \quad (4.19)$$

$$Q_r = \alpha_r S_r(t_v - t_r) \quad (4.20)$$

$$\alpha_r = 5{,}75\text{ W/m}^2\text{K}$$

$$S_r = F_v F_p S_c \quad (4.21)$$

F_p – factor postural ; F_p = 0,696 pentru om aşezat

F_p = 0,725 pentru om în picioare

Procentul de nesatisfăcuți se determină din figura 4.4.

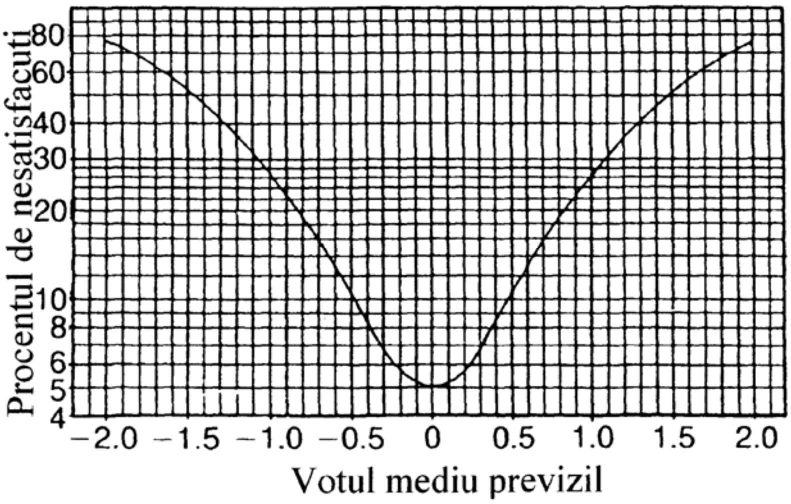


Fig. 4.4. Procentul de nesatisfăcuți funcție de votul mediu previzibil

4.4 Exemplu de calcul

Să se determine votul mediu previzibil şi procentul de nesatisfăcuți pentru o încăpere de locuit cu următorii parametri:

Temperatura aerului interior	t_i = 27°C
Temperatura medie radiantă	θ_{mr} = 29°C
Umiditatea relativă a aerului interior	φ_i = 50 %
Viteza aerului interior	v_a = 0,1 m/s
Oamenii stau relaxați şi au ținută lejeră de interior cu gradul de izolare al îmbrăcămintei	R = 0,155 m^2K / W

Votul mediu previzibil se determină cu relația (4.4):

$$P_{mv} = [0,303 \exp(- 0,0361\, M_{th}/S_c) +0,028]\, D/S_c$$

În care:

M_{th} = 130 W – căldura metabolică

Sc = 1,8 m^2 - suprafața corpului uman standard

$D = M_{th} – (Q_{cv} + Q_r +E +Q_{scf})$

$Q_{scf} = 0,42 (M_{th} -105) = 0,42*25 = 10,5$ W

$E = C_0 + C_1t_i + C_2\, t_i^2$

$C_0 = - (0,022 *130 + 6,5)10^{-2} *50 + 0,123 *130 + 32,5 = 42,81$

$C_1 = 3{,}8 * 10^{-3}*50 – (1{,}1*130 +40)10^{-3} = 0{,}007$

$C_2 = - 4{,}1 * 10^{-4}*50 = - 0{,}0205$

E = 42,797 W

$Q_r = \alpha_r S_r(t_v – t_r)$

$\alpha_r = 5{,}75$ W/m^{2}K

$S_r = F_vF_pS_c = 0{,}881*0{,}696*1{,}8 = 1{,}104$ m^2

$Fv = 1- 0{,}77R_v = 1- 0{,}77*0{,}155 = 0{,}881$

$Q_s = 3{,}05*10^{-3}(5733 - 6{,}99M_{mc}- p_v)+ 0{,}42*(M_{th} - 58{,}15) = 42{,}337$ W

p_v = 17,8 mbar = 1746 Pa

M_{mc} = 0 W

$t_v = t_c + \frac{R_v}{S_c}(E+Q_s) - \frac{R_v}{S_c}*M_{th} = 35{,}51 + (0{,}155/1{,}8)(42{,}861+42{,}337) - (0{,}155/1{,}8)*130 = 31{,}65$ °C

$t_c = 37{,}5 - 0{,}0153 M_{th} = 37{,}5 – 0{,}0153*130 = 35{,}51$°**C**

$\alpha_{cv} = \sup [2{,}38 (t_v – t_i)^{0,25} ; 12{,}06 v_a^{0,5}] = \sup [2{,}38 (31{,}65 -27)^{0,25}; 12{,}06 v_a^{0,5}] = \sup (3{,}495, 3{,}814) = 3{,}814$ W/m^2

$S_{cv} = F_v S_c = 0{,}881*1{,}8 = 1{,}586$ m^2

$Q_r = \alpha_r S_r(t_v – t_r) = 5{,}75*1{,}104(31{,}65-29) = 16{,}82$ W

$Q_{cv} = \alpha_{cv} S_{cv} (t_v – t_i) = 3{,}814*1{,}586(31{,}65-27) = 28{,}13$ W

D = 130 - (28,13+16,82+42,86+10,5) = 31,753 W

$P_{mv} = [0{,}303 \exp(-0{,}0361 M_{th}/S_c) +0{,}028] D/S_c = 0{,}0303*e^{(-0,0361 *130/1,8)} + 0{,}028] * 31{,}753/1{,}8 = 0{,}533$

Procentul de nesatisfăcuți este în acest caz de 11%.

5. APORTURI DE CALDURĂ PRIN ELEMENTELE OPACE DE ANVELOPĂ

Fluxul de căldură transmis între exterior şi interior prin elementele de construcție opace ale anvelopei clădirii depinde de: structura şi orientarea elementelor, de solicitările exterioare (temperatură, radiație solară, vânt) şi de solicitările interioare (temperatură, curenți de aer, radiație).

In funcție de inerția termică a elementului, fluxul de căldură este amortizat şi defazat. Acest fenomen se datorează acumulării şi descărcării căldurii în perete, în funcție de capacitatea lui de stocare.

Amortizarea constă în reducerea amplitudinii variației fluxului transmis la interior, față de fluxul de la exterior. Defazarea se constată prin deplasarea orei de maxim a fluxului la interior față de ora de maxim a fluxului la exterior.

Pentru a lua în considerare aceste fenomene este necesar un calcul în regim dinamic, bazat pe integrarea ecuației de transfer conductiv, cu condiții la limită date.

In ghidul de față, pentru a furniza date corecte şi uşor de folosit, s-a utilizat programul de calcul CODYBA elaborat de INSA Lyon. Programul a fost utilizat în condiții particulare, care să permită determinarea fluxului de căldură prin pereții exteriori cu diferite structuri şi prin acoperişuri de tip terasă.

Ipotezele importante adoptate în simulările efectuate au fost următoarele:

• solicitarea exterioară datorită temperaturii este periodică, calculată cu un pas de timp de o oră, folosind funcția cosinusoidală (relația 3.3), cu un coeficient
$c_1 = 1$,

- temperatura exterioară maximă a fost aleasă la o diferență de (4 – 10) ^{0}C față de temperatura interioară, cu un pas de 2^{0}C.
- radiația solară directă şi difuză au o variație diurnă care corespunde datei de 15 iulie şi latitudinii de 45^{0}N; radiația nu a fost redusă în funcție de calitatea atmosferei (s-a considerat o atmosferă curată),
- albedoul solului a fost considerat a = 0,4 (iarbă uscată sau asfalt),

- temperatura interioară a fost considerată constantă,
- în interiorul încăperilor nu au fost luate în considerare surse care să emită radiație luminoasă (de lungime mică de undă),
- pereții exteriori şi terasele considerate au structurile din tabelele 5.1 – 5.6,
- orientarea pereților a fost modificată din 45 în 45^0 (8 orientări).

Simulările au fost făcute cu un pas de timp orar.

Valorile fluxului de căldură transmis de la exterior la interior sunt tabelate astfel:
- pentru pereți exteriori, un tabel pentru fiecare tip de structură şi pentru fiecare diferență de temperatură Δt luată în considerare (tabelele 5.8 – 5.55), unde:

$$\Delta t = t_{emax} - t_i \qquad (5.1)$$

şi conform relației 3.2, $\Delta t = t_{ev} - t_i$ (5.2)

- pentru terase, un tabel pentru fiecare structură şi rezistență termică, pentru toate valorile Δt considerate (tabelele 5.56 – 5.59).

Valorile fluxurilor termice unitare se pot determina şi cu ajutorul nomogramelor 5.1-5.48 pentru pereți, pentru cele opt orientări exterioare posibile ale acestora şi din nomogramele 5.49 –5.52 pentru terase, pentru aceleaşi diferențe de temperatură.

Utilizarea valorilor din tabele 5.8 – 5.59 pentru alte structuri decât cele pentru care s-au făcut simulările, este posibilă dacă se cunoaşte rezistența termică şi defazajul acestei noi structuri.

Atunci:

- dacă noua structură are aceeaşi rezistență şi defazaj cu o structură pentru care s-a calculat fluxul de căldură, valorile fluxului de căldură pot fi preluate de la structura calculată,
- dacă noua structură are aceeaşi rezistență dar alt defazaj față de o structură pentru care s-a calculat fluxul de căldură, valorile fluxului de căldură pot fi preluate de la

structura calculată, dar defazate corespunzător. Astfel dacă structura calculată are un defazaj ε iar structura nouă are defazajul ε_n, se calculează diferența de defazaj:

$$\Delta\tau = -\varepsilon + \varepsilon_n \qquad (5.3)$$

Această diferență (cu semnul rezultat) se adună la ora din tabel, rezultând noua oră de calcul.

Pentru a facilita utilizarea tabelelor, acestea sunt repertoriate în tabelul 5.7*.*

Pentru pereții monostrat s-a neglijat influența tencuielii.

Tabelul 5.1

Pereți monostrat – structură şi caracteristici

Tipul materialului		**d** (m)	**λ** (W/m,^{0}C)	**c** (J/kg,^{0}C)	**ρ** (kg/m^3)	**R** (m^{2}K/W)	**ε** (ore)
Tip 1	Cărămidă (argilă arsă)	0,375	0,8	870	1800	0,64	7
Tip 2	B.C.A.	0,3	0,27	840	700	1,28	4
Tip 3	Cărămidă tip 1 (eficientă)	0,29	0,7	870	1550	0,58	6
Tip 4	Cărămidă tip 2 (eficientă)	0,375	0,7	870	1550	0,70	7
Tip 5	Cărămidă POROTHERM 38	0,38	0,23	780		1,82	

Tabelul 5.2

Pereți multistrat – structură şi caracteristici

Tipul peretelui		**d** (m)	**λ** (W/m,^{0}C)	**c** (J/kg,^{0}C)	**ρ** (kg/m^3)	**R** (m^2,^{0}C/W)	**ε** (ore)
Tip 6	Int. tencuiala ipsos	0,02	0,37	840	1000		
	Cărămidă tip 1	0,29	0,7	870	1550		
	Polistiren	0,05	0,044	1460	20	1,79	5
	Ext. tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
Tip 7	Int. tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000		
	Cărămidă POROTHERM 30	0,30	0,25	870	800		

	Polistiren tip 1	0,05	0,044	1460	20	2,6	
	Ext. tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
	Int. tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000		
Tip 8	Zidărie B.C.A	0,30	0,27	840	700		
	Polistiren tip 1	0,05	0,044	1460	20	2,49	
	Ext. tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
	Int. tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000		
Tip 9	Beton	0,20	1,74	840	2500		
	Vată minerală	0,05	0,041	840	100	1,4	
	Ext. tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
	Int. tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000		
Tip 10	Beton	0,07	1,74	840	2500		
	Vată de sticlă	0,08	0,041	840	100	2,2	4
	Beton	0,05	1,74	840	2500		
	Ext. tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
	Int. tencuială ipsos	0,025	0,37	840	1000		
	Cărămidă eficientă	0,25	0,7	870	1550		
Tip 11	Polistiren tip 1	0,05	0,044	1460	20	1,57	5
	Ext. tencuială ciment	0,01	0,93	840	1800		
	Tablă de oțel	0,001	58	480	7850		
Tip 12	Poliuretan celular	0,10	0,042	1460	30	2,38	0
	Tablă de oțel	0,001	58	480	7850		

Tabelul 5.3

Terasă cu strat termoizolant pe beton de pantă – structură şi caracteristici (Tipurile 1,2 şi 3)

Nr.	**Material**	**d** (m)	**λ** (W/m,^{0}C)	**c** (J/kg,^{0}C)	**ρ** (kg/m^3)
1	Pietriş	0,04	0,7	920	2000

2	Hidroizolație bituminoasă	0,01	0,17	840	1050
3	Şapa din mortar de ciment	0,025	0,93	1000	1700
4	Strat termoizolant	izolație cf. tabel 5.5			
5	Beton de panta(10-16cm)	0,1	1,62	840	2400
6	Placa beton armat (8-14cm)	0,1	1,74	840	2500

Tabelul 5.4

Terasă cu strat termoizolant în trepte – structură şi caracteristici (Tip 4)

Nr.	**Material**	**d** (m)	**λ** (W/m,⁰C)	**C** (J/kg,⁰C)	**ρ** (kg/m³)
1	Pietriş	0,04	0,7	920	2000
2	Hidroizolație bituminoasa	0,01	0,17	840	1050
3	Şapa din mortar de ciment	0,035	0,93	1000	1700
4	Umplutura termoizolantă	izolație cf. tabel 5.6			
5	Placă beton armat (8-14cm)	0,1	1,74	840	2500
6	Tencuială tavan(1-2cm)	0,01	0,93	1000	1700

Tabelul 5.5

Terasă tip 1,2 şi 3; izolație : polistiren extrudat

R ($m^2, ^0C/W$)	**d** (m)	**λ** ($W/m, ^0C$)	**c** ($J/kg, ^0C$)	**ρ** (kg/m^3)	**ε** (ore)
2,7	0,10	0,044	1460	20	4
3,6	0,14				4
4,1	0,16				4

Tabelul 5.6

Terasă tip 4, material termoizolant: BCA

R ($m^2, ^0C/W$)	**d** (m)	**λ** ($W/m, ^0C$)	**c** ($J/kg, ^0C$)	**ρ** (kg/m^3)	**ε** (ore)
1,1	0,2	0,27	877	600	5

Tabelul 5.7

Repertorierea tabelelor care dau fluxul termic pentru 1 m^2 de suprafață

tip element exterior (perete, terasă)	**caracteristici element**	**nr. tabel**
perete tip 1, toate orientările, ora 1 - 24	perete monostrat cărămidă argilă arsă, d=37,5 cm; structură tabel 5.1, $\Delta t = t_{ev} - t_i = 4^0C$	5.8
	idem, $\Delta t = 6^0C$	5.9
	idem, $\Delta t = 8^0C$	5.10
	idem, $\Delta t = 10^0C$	5.11
perete tip 2, toate orientările, ora 1 - 24	perete monostrat zidărie BCA, d=30cm; structură tabel 5.1, $\Delta t = t_{ev} - t_i = 4^0C$	5.12
	idem, $\Delta t = 6^0C$	5.13
	idem, $\Delta t = 8^0C$	5.14
	idem, $\Delta t = 10^0C$	5.15
perete tip 3, toate orientările, ora 1 - 24	perete monostrat cărămidă tip 1, d=29cm, structură tabel 5.1; $\Delta t = t_{ev} - t_i = 4^0C$	5.16
	idem, $\Delta t = 6^0C$	5.17
	idem, $\Delta t = 8^0C$	5.18
	idem, $\Delta t = 10^0C$	5.19
perete tip 4, toate orientările, ora 1 – 24	perete monostrat cărămidă tip 2, d = 37,5 cm; structură tabel 5.1, $\Delta t = t_{ev} - t_i = 4^0C$	5.20
	idem, $\Delta t = 6^0C$	5.21
perete tip 4, toate orientările, ora 1 – 24	idem, $\Delta t = 8^0C$	5.22
	idem, $\Delta t = 10^0C$	5.23
perete tip 5, toate orientările, ora 1 - 24	perete monostrat, cu zidărie din cărămidă POROTHERM 38, d=38 cm; structură tabel 5.2, $\Delta t = t_{ev} - t_i = 4^0C$	5.24
	idem, $\Delta t = 6^0C$	5.25
	idem, $\Delta t = 8^0C$	5.26
	idem, $\Delta t = 10^0C$	5.27
perete tip 6, toate orientările, ora 1 - 24	perete multistrat, cărămidă tip 1, d= 29 cm, cu izolație de polistiren d= 5cm; structură tabel 5.2, $\Delta t = t_{ev} - t_i = 4^0C$	5.28
	idem, $\Delta t = 6^0C$	5.29
	idem, $\Delta t = 8^0C$	5.30
	idem, $\Delta t = 10^0C$	5.31

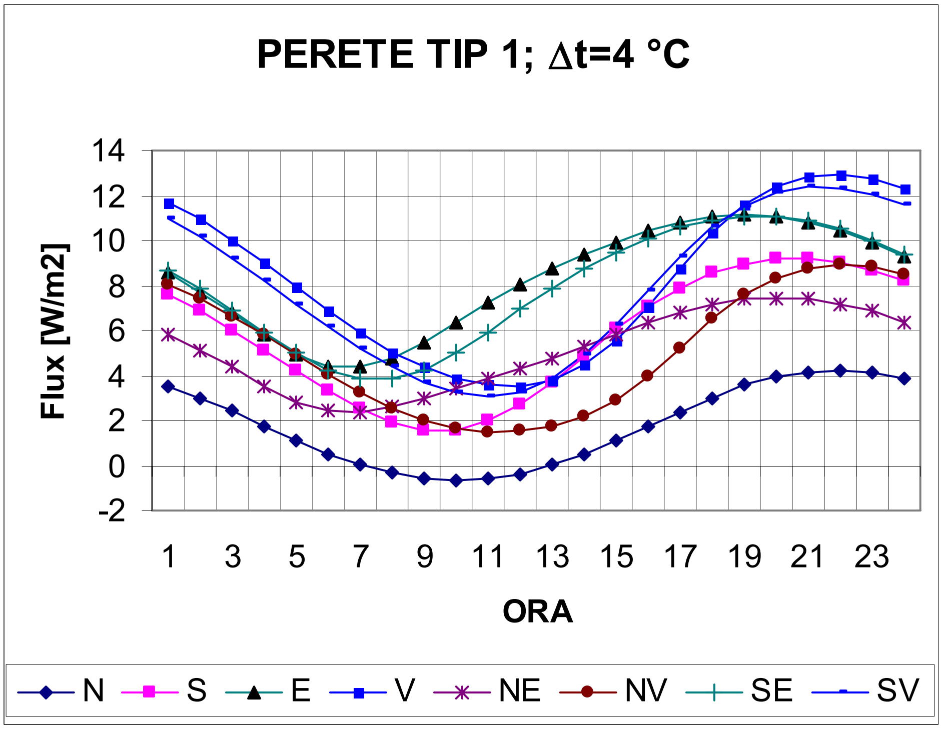
Tabelul 5.7
(continuare)

perete tip 7, toate orientările, ora 1 - 24	perete multistrat, cărămidă POROTHERM 30, d=30 cm, şi izolație din polistiren, d=5 cm; structură tabel 5.2, $\Delta t = t_{ev} – t_i = 4^0C$	5.32
	idem, $\Delta t = 6^0C$	5.33
	idem, $\Delta t = 8^0C$	5.34
	idem, $\Delta t = 10^0C$	5.35
perete tip 8, toate orientările, ora 1 - 24	perete multistrat, cu zidărie de BCA, d=30 cm, şi izolație polistiren d=5 cm tencuit pe ambele fețe; structură tabel 5.2, $\Delta t = t_{ev} – t_i = 4^0C$	5.36
	idem, $\Delta t = 6^0C$	5.37
	idem, $\Delta t = 8^0C$	5.38
	idem, $\Delta t = 10^0C$	5.39
perete tip 9, toate orientările, ora 1 - 24	perete de beton, d=20 cm, cu izolație din vată minerală, d=5 cm, tencuit pe ambele fețe; structură tabel 5.2, $\Delta t = t_{ev} – t_i = 4^0C$	5.40
	Idem, $\Delta t = 6^0C$	5.41
	Idem, $\Delta t = 8^0C$	5.42
	Idem, $\Delta t = 10^0C$	5.43
perete tip 10, toate orientările, ora 1 - 24	Perete de tip "beton-vată de sticlă-beton", cu grosimea d=20 cm, tencuit pe ambele fețe; structură tabel 5.2, $\Delta t = t_{ev} – t_i = 4^0C$	5.44
	Idem, $\Delta t = 6^0C$	5.45
	Idem, $\Delta t = 8^0C$	5.46
	Idem, $\Delta t = 10^0C$	5.47
perete tip 11, toate orientările, ora 1 – 24	Perete din cărămidă eficientă tip 1, d=25 cm, cu izolație din polistiren, d =5 cm; structură tabel 5.2, $\Delta t = t_{ev} – t_i = 4^0C$	5.48
perete tip 11, toate orientările, ora 1 – 24	Idem, $\Delta t = 6^0C$	5.49
	Idem, $\Delta t = 8^0C$	5.50
	Idem, $\Delta t = 10^0C$	5.51
perete tip 12, toate orientările, ora 1 - 24	Perete cu izolație din poliuretan celular, d= 10 cm, între două foi de tablă cu d=0,1 cm; structură tabel 5.2, $\Delta t = t_{ev} – t_i = 4^0C$	5.52
	$\Delta t = 6^0C$	5.53
	$\Delta t = 8^0C$	5.54
	$\Delta t = 10^0C$	5.55
terasă tip1	terasă cu strat termoizolant din polistiren pe beton de pantă R = 2,7 m^2, ^0C / W, structură tabele (5.3 + 5.5)	5.56
terasă tip 2	Idem, cu R = 3,6 m^2, ^0C / W	5.57
terasă tip 3	Idem, cu R = 4,1 m^2, ^0C / W	5.58
terasă tip4	terasă cu strat termoizolant din BCA, R = 1,1 m^2, ^0C / W, structură tabele (5.4 + 5.6)	5.59

Tip perete: 1 ***Tabelul 5.8***

Flux de căldură (W/m²) Δt=4 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,49	7,58	8,57	11,73	5,81	8,02	8,68	10,95
2	2,99	6,86	7,72	10,94	5,14	7,39	7,85	10,15
3	2,4	6,03	6,8	10,03	4,38	6,64	6,93	9,22
4	1,73	5,14	5,83	9,01	3,55	5,79	5,95	8,22
5	1,07	4,22	4,93	7,94	2,81	4,9	4,99	7,17
6	0,52	3,33	4,41	6,89	2,4	4,02	4,25	6,14
7	0,06	2,52	4,37	5,91	2,36	3,21	3,85	5,19
8	-0,32	1,88	4,76	5,06	2,6	2,51	3,86	4,36
9	-0,58	1,53	5,48	4,36	2,99	1,98	4,26	3,7
10	-0,69	1,55	6,36	3,86	3,42	1,63	4,98	3,23
11	-0,62	1,96	7,28	3,57	3,84	1,48	5,93	3,04
12	-0,38	2,71	8,06	3,48	4,29	1,53	6,95	3,24
13	0,01	3,72	8,75	3,75	4,78	1,75	7,91	3,87
14	0,53	4,88	9,39	4,45	5,31	2,19	8,76	4,9
15	1,12	6,05	9,95	5,58	5,85	2,92	9,5	6,24
16	1,73	7,08	10,43	7,05	6,36	3,94	10,11	7,75
17	2,36	7,91	10,8	8,73	6,81	5,2	10,59	9,26
18	3,02	8,54	11,04	10,36	7,16	6,53	10,92	10,58
19	3,58	8,96	11,13	11,61	7,38	7,6	11,07	11,53
20	3,96	9,17	11,05	12,41	7,46	8,33	11,05	12,1
21	4,17	9,18	10,82	12,84	7,39	8,74	10,86	12,36
22	4,22	9,01	10,45	12,94	7,19	8,89	10,51	12,33
23	4,12	8,68	9,94	12,76	6,85	8,8	10,03	12,07
24	3,87	8,2	9,31	12,35	6,39	8,5	9,41	11,6

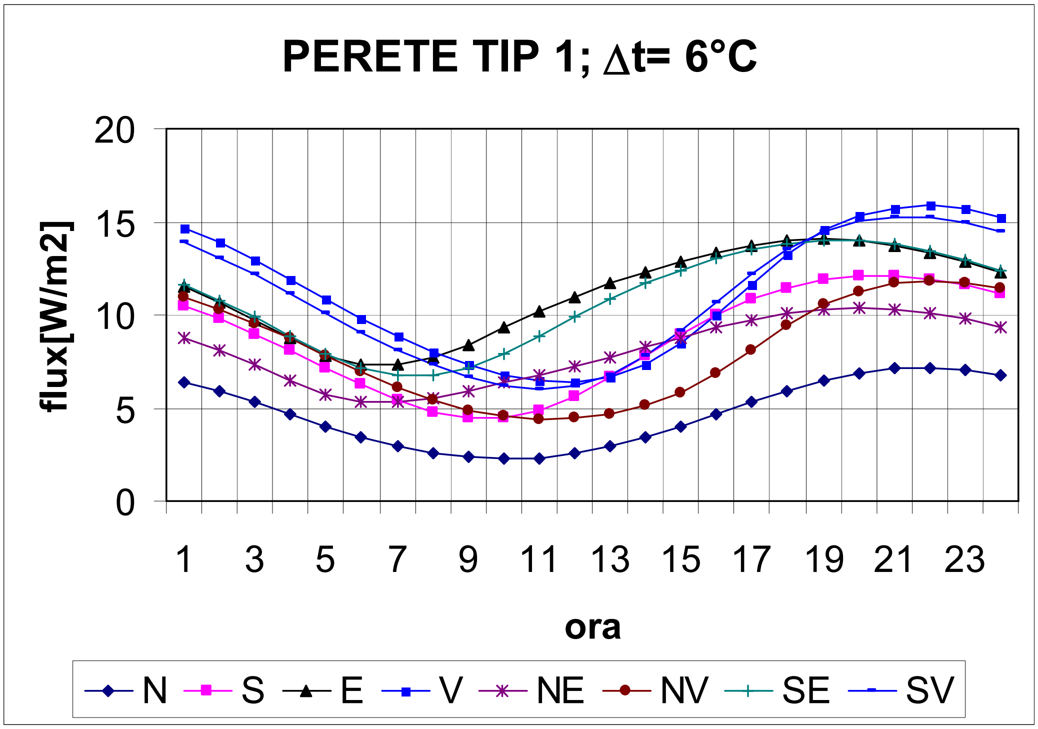


Nomograma 5.1 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 1, Δt= 4 ºC

Tip perete: 1 ***Tabelul 5.9***

Flux de căldură (W/m^2) Δt=6 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	6,42	10,51	11,49	14,66	8,74	10,95	11,61	13,87
2	5,92	9,78	10,65	13,87	8,06	10,32	10,77	13,07
3	5,32	8,96	9,73	12,95	7,3	9,56	9,86	12,15
4	4,65	8,06	8,75	11,93	6,48	8,72	8,88	11,14
5	3,99	7,15	7,85	10,87	5,73	7,82	7,92	10,1
6	3,45	6,26	7,33	9,82	5,32	6,94	7,17	9,07
7	2,99	5,44	7,3	8,84	5,29	6,13	6,78	8,12
8	2,6	4,8	7,69	7,98	5,52	5,44	6,78	7,29
9	2,34	4,46	8,4	7,29	5,92	4,9	7,19	6,63
10	2,24	4,48	9,29	6,79	6,34	4,56	7,91	6,16
11	2,3	4,89	10,2	6,5	6,76	4,41	8,85	5,97
12	2,54	5,63	10,98	6,41	7,21	4,46	9,88	6,16
13	2,94	6,65	11,68	6,68	7,71	4,68	10,84	6,79
14	3,45	7,81	12,31	7,37	8,24	5,11	11,69	7,82
15	4,04	8,97	12,88	8,5	8,77	5,84	12,42	9,17
16	4,65	10	13,36	9,98	9,29	6,87	13,04	10,68
17	5,29	10,84	13,73	11,65	9,73	8,13	13,52	12,19
18	5,95	11,47	13,96	13,28	10,08	9,46	13,84	13,51
19	6,51	11,89	14,05	14,53	10,31	10,53	14	14,45
20	6,88	12,09	13,98	15,34	10,38	11,25	13,97	15,03
21	7,1	12,1	13,75	15,76	10,32	11,67	13,78	15,28
22	7,15	11,94	13,37	15,87	10,11	11,81	13,44	15,26
23	7,04	11,6	12,87	15,69	9,78	11,72	12,96	15
24	6,8	11,12	12,24	15,27	9,32	11,43	12,34	14,52

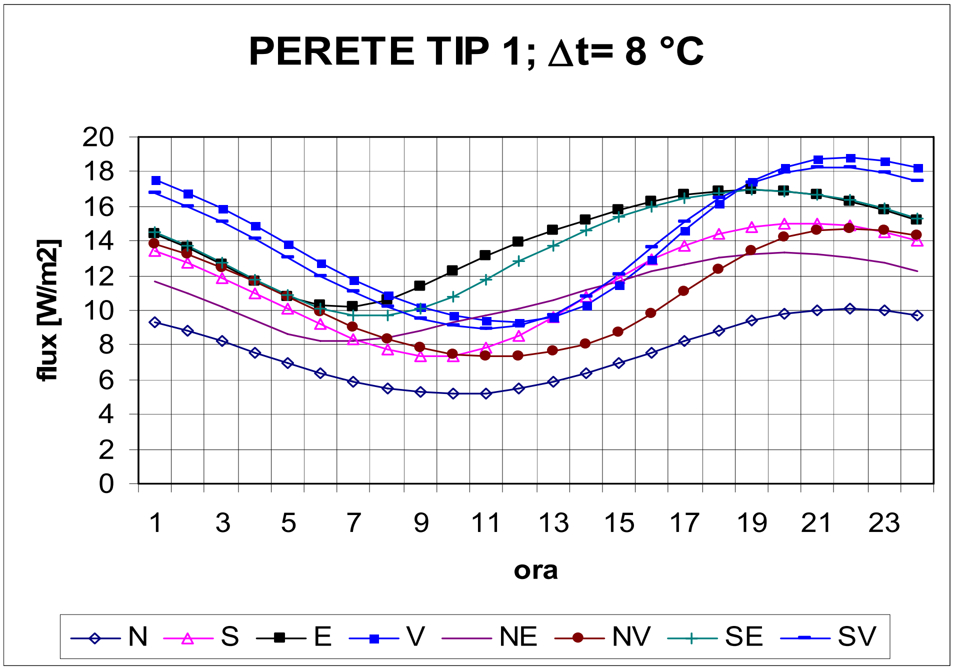


Nomograma 5.2 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 1, Δt= 6 ºC

Tip perete: 1 ***Tabelul 5.10***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 8°C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	9,34	13,44	14,42	17,58	11,67	13,87	14,53	16,8
2	8,85	12,71	13,58	16,8	10,99	13,24	13,7	16
3	8,25	11,88	12,66	15,88	10,23	12,49	12,78	15,08
4	7,58	10,99	11,68	14,86	9,41	11,64	11,81	14,07
5	6,92	10,07	10,78	13,8	8,66	10,75	10,85	13,02
6	6,37	9,18	10,26	12,75	8,25	9,87	10,1	11,99
7	5,91	8,37	10,22	11,77	8,21	9,06	9,7	11,04
8	5,53	7,73	10,61	10,91	8,45	8,36	9,71	10,21
9	5,27	7,38	11,33	10,22	8,84	7,83	10,11	9,55
10	5,16	7,4	12,22	9,72	9,27	7,48	10,83	9,09
11	5,23	7,81	13,13	9,42	9,69	7,33	11,78	8,9
12	5,47	8,56	13,91	9,33	10,14	7,38	12,8	9,09
13	5,86	9,58	14,61	9,6	10,63	7,6	13,77	9,72
14	6,38	10,74	15,24	10,3	11,16	8,04	14,61	10,75
15	6,97	11,9	15,8	11,43	11,7	8,77	15,35	12,09
16	7,58	12,93	16,28	12,9	12,21	9,79	15,96	13,6
17	8,22	13,76	16,65	14,58	12,66	11,06	16,44	15,12
18	8,87	14,39	16,89	16,21	13,01	12,38	16,77	16,43
19	9,43	14,81	16,98	17,46	13,23	13,46	16,92	17,38
20	9,81	15,02	16,9	18,26	13,31	14,18	16,9	17,95
21	10,02	15,03	16,67	18,69	13,24	14,59	16,71	18,21
22	10,07	14,86	16,3	18,79	13,04	14,74	16,37	18,19
23	9,97	14,53	15,79	18,61	12,7	14,65	15,88	17,92
24	9,72	14,05	15,16	18,2	12,24	14,35	15,27	17,45

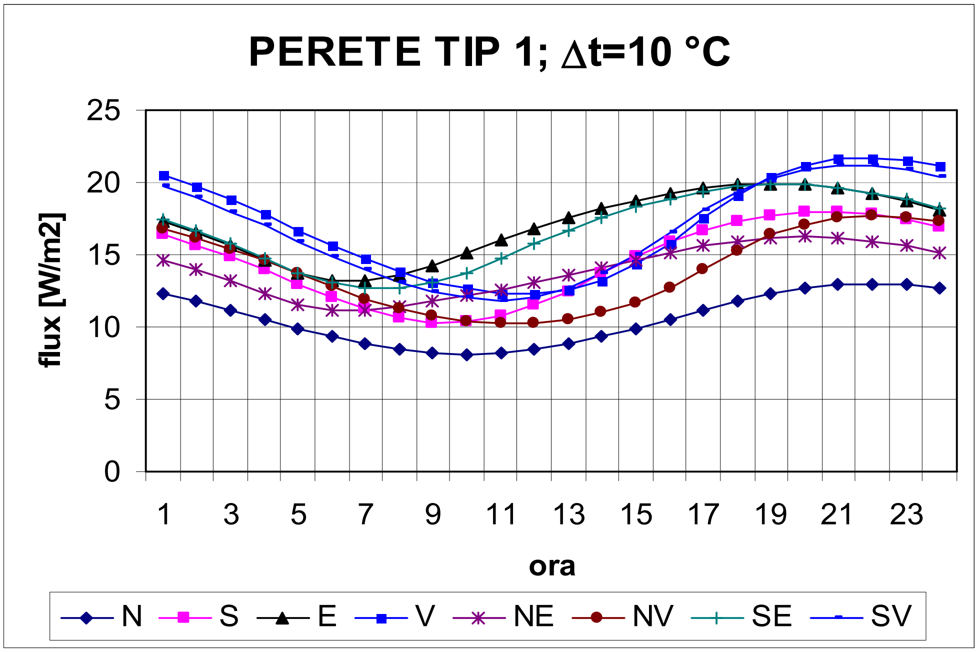


Nomograma 5.3 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 1, Δt= 8 ºC

Tip perete: 1 ***Tabelul 5.11***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	12,27	16,36	17,34	20,51	14,59	16,8	17,46	19,72
2	11,77	15,63	16,5	19,72	13,92	16,17	16,62	18,92
3	11,18	14,81	15,58	18,8	13,16	15,42	15,71	18
4	10,5	13,92	14,6	17,79	12,33	14,57	14,73	16,99
5	9,85	13	13,71	16,72	11,58	13,68	13,77	15,95
6	9,3	12,11	13,19	15,67	11,18	12,8	13,03	14,92
7	8,84	11,3	13,15	14,69	11,14	11,98	12,63	13,97
8	8,45	10,66	13,54	13,84	11,37	11,29	12,64	13,14
9	8,19	10,31	14,25	13,14	11,77	10,76	13,04	12,48
10	8,09	10,33	15,14	12,64	12,2	10,41	13,76	12,01
11	8,16	10,74	16,05	12,35	12,61	10,26	14,71	11,82
12	8,4	11,49	16,83	12,26	13,06	10,31	15,73	12,01
13	8,79	12,5	17,53	12,53	13,56	10,53	16,69	12,64
14	9,31	13,66	18,16	13,23	14,09	10,97	17,54	13,68
15	9,89	14,83	18,73	14,35	14,63	11,7	18,28	15,02
16	10,51	15,86	19,21	15,83	15,14	12,72	18,89	16,53
17	11,14	16,69	19,58	17,51	15,59	13,98	19,37	18,04
18	11,8	17,32	19,82	19,14	15,94	15,31	19,69	19,36
19	12,36	17,74	19,9	20,39	16,16	16,38	19,85	20,31
20	12,74	17,95	19,83	21,19	16,23	17,1	19,82	20,88
21	12,95	17,96	19,6	21,62	16,17	17,52	19,63	21,14
22	13	17,79	19,23	21,72	15,96	17,67	19,29	21,11
23	12,89	17,46	18,72	21,54	15,63	17,58	18,81	20,85
24	12,65	16,98	18,09	21,13	15,17	17,28	18,19	20,38

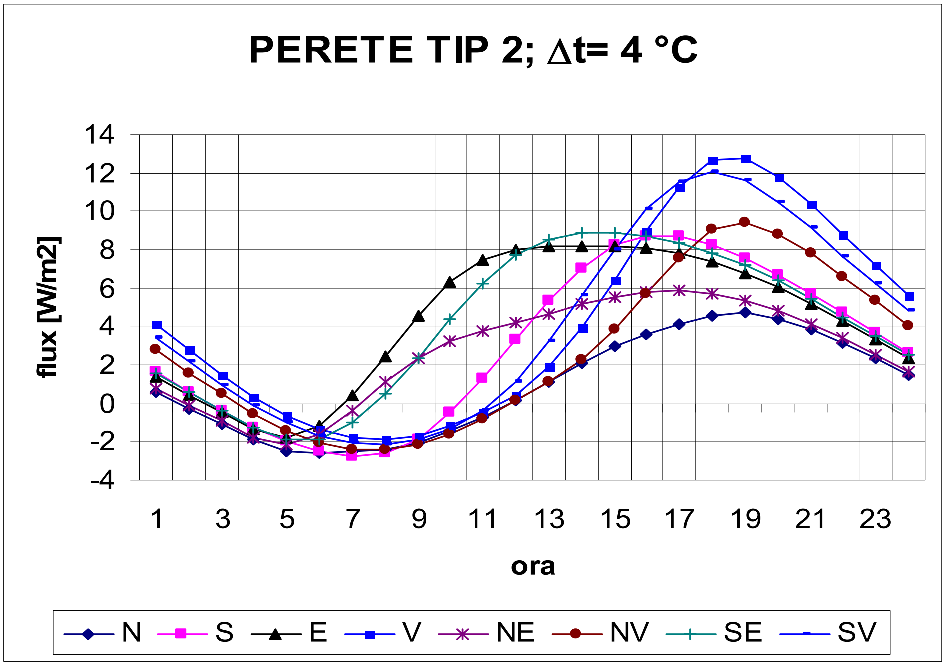


Nomograma 5.4 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 1, Δt= 10 ºC

Tip perete: 2 ***Tabelul 5.12***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 4 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	0,63	1,62	1,4	4,16	0,8	2,79	1,53	3,45
2	-0,25	0,61	0,44	2,76	-0,09	1,58	0,55	2,16
3	-1,11	-0,35	-0,49	1,47	-0,95	0,46	-0,39	0,97
4	-1,92	-1,25	-1,35	0,31	-1,77	-0,57	-1,27	-0,12
5	-2,46	-1,99	-1,82	-0,66	-2,17	-1,43	-1,91	-1,02
6	-2,58	-2,53	-1,2	-1,38	-1,6	-2,05	-1,88	-1,69
7	-2,52	-2,79	0,37	-1,8	-0,34	-2,39	-1,04	-2,07
8	-2,38	-2,63	2,42	-1,9	1,11	-2,41	0,46	-2,13
9	-2,04	-1,87	4,53	-1,68	2,39	-2,14	2,37	-1,88
10	-1,48	-0,5	6,3	-1,18	3,25	-1,58	4,4	-1,35
11	-0,72	1,33	7,51	-0,44	3,77	-0,8	6,27	-0,4
12	0,19	3,36	7,98	0,44	4,22	0,13	7,7	1,14
13	1,15	5,36	8,16	1,91	4,68	1,12	8,52	3,24
14	2,1	7,07	8,22	3,95	5,14	2,3	8,84	5,63
15	2,93	8,25	8,2	6,42	5,52	3,85	8,87	8,02
16	3,56	8,75	8,07	8,97	5,77	5,67	8,71	10,08
17	4,11	8,7	7,8	11,23	5,84	7,55	8,37	11,51
18	4,6	8,27	7,38	12,69	5,7	9,02	7,86	12,06
19	4,72	7,58	6,78	12,76	5,36	9,4	7,19	11,6
20	4,41	6,7	6,03	11,8	4,8	8,83	6,37	10,51
21	3,86	5,74	5,18	10,4	4,13	7,82	5,46	9,14
22	3,16	4,72	4,28	8,82	3,37	6,61	4,51	7,69
23	2,36	3,69	3,33	7,21	2,54	5,33	3,53	6,23
24	1,51	2,65	2,37	5,65	1,68	4,04	2,53	4,81

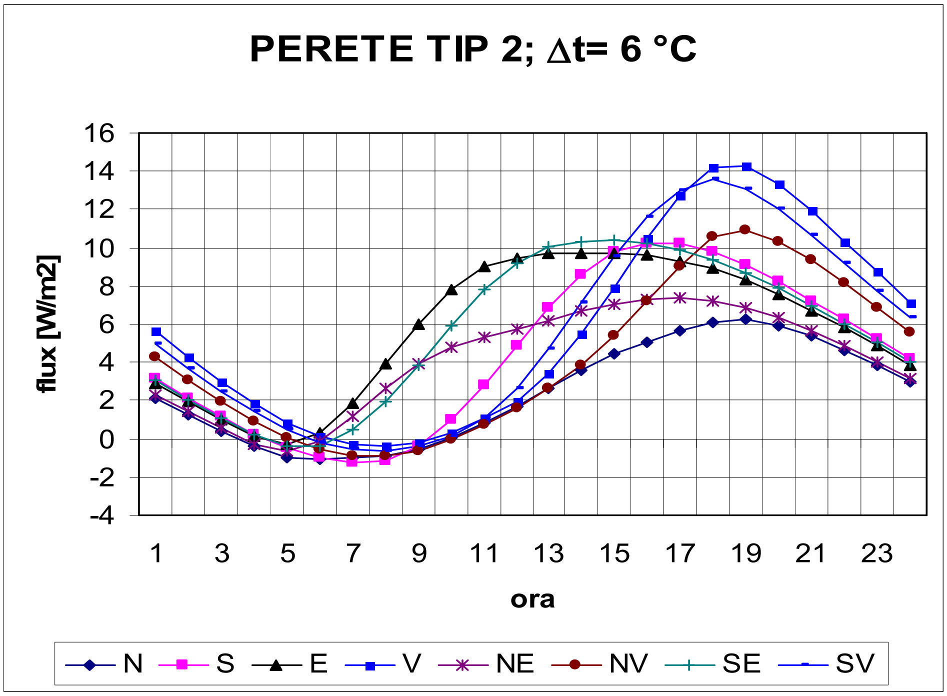


Nomograma 5.5 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 2, Δt= 4 ºC

Tip perete: 2 *Tabelul 5.13*

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 6 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,14	3,13	2,91	5,67	2,31	4,3	3,04	4,96
2	1,25	2,12	1,95	4,27	1,42	3,09	2,06	3,67
3	0,4	1,16	1,02	2,98	0,56	1,97	1,12	2,48
4	-0,41	0,26	0,16	1,82	-0,26	0,94	0,24	1,39
5	-0,95	-0,48	-0,31	0,85	-0,66	0,08	-0,4	0,49
6	-1,07	-1,02	0,31	0,13	-0,09	-0,54	-0,37	-0,18
7	-1,01	-1,28	1,88	-0,29	1,17	-0,88	0,47	-0,56
8	-0,87	-1,12	3,93	-0,39	2,62	-0,9	1,97	-0,62
9	-0,53	-0,36	6,04	-0,17	3,9	-0,63	3,88	-0,37
10	0,03	1,01	7,81	0,33	4,76	-0,07	5,91	0,16
11	0,79	2,84	9,02	1,06	5,28	0,71	7,78	1,11
12	1,69	4,87	9,49	1,95	5,73	1,64	9,21	2,65
13	2,66	6,87	9,67	3,42	6,19	2,63	10,03	4,75
14	3,61	8,58	9,73	5,46	6,65	3,81	10,35	7,14
15	4,44	9,76	9,71	7,93	7,03	5,36	10,38	9,53
16	5,07	10,26	9,58	10,48	7,28	7,18	10,22	11,59
17	5,62	10,21	9,31	12,74	7,35	9,06	9,88	13,02
18	6,11	9,78	8,89	14,2	7,21	10,53	9,37	13,57
19	6,23	9,09	8,29	14,27	6,87	10,91	8,7	13,11
20	5,92	8,21	7,54	13,31	6,31	10,34	7,88	12,02
21	5,37	7,25	6,69	11,91	5,64	9,33	6,97	10,65
22	4,66	6,23	5,79	10,33	4,88	8,12	6,02	9,2
23	3,87	5,2	4,84	8,72	4,05	6,84	5,04	7,73
24	3,02	4,16	3,88	7,16	3,19	5,55	4,04	6,32

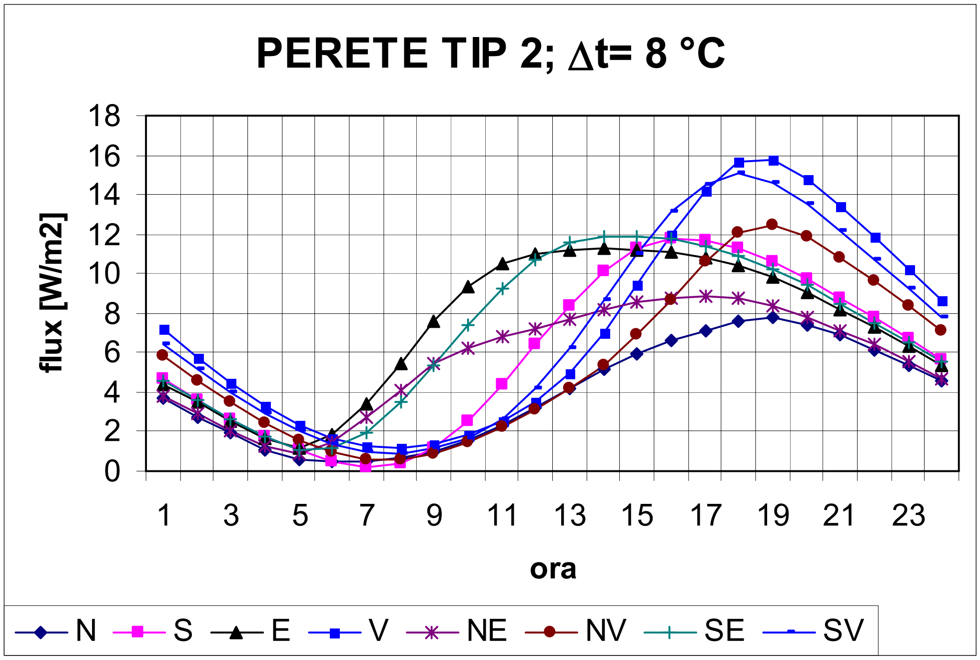


Nomograma 5.6 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 2, Δt= 6 ºC

Tip perete: 2 ***Tabelul 5.14***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 8 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,65	4,64	4,42	7,18	3,82	5,8	4,55	6,47
2	2,76	3,63	3,46	5,78	2,93	4,6	3,57	5,18
3	1,91	2,67	2,53	4,49	2,07	3,48	2,63	3,99
4	1,1	1,77	1,67	3,33	1,25	2,45	1,75	2,9
5	0,56	1,03	1,2	2,36	0,85	1,59	1,11	2
6	0,44	0,49	1,82	1,64	1,42	0,97	1,14	1,33
7	0,5	0,23	3,39	1,22	2,68	0,63	1,98	0,95
8	0,64	0,38	5,44	1,12	4,13	0,61	3,48	0,89
9	0,98	1,15	7,55	1,34	5,41	0,88	5,39	1,14
10	1,54	2,52	9,32	1,84	6,27	1,44	7,42	1,67
11	2,3	4,35	10,53	2,57	6,79	2,22	9,29	2,62
12	3,2	6,38	11	3,46	7,24	3,15	10,72	4,16
13	4,17	8,38	11,18	4,93	7,7	4,14	11,54	6,25
14	5,12	10,09	11,24	6,97	8,15	5,32	11,86	8,65
15	5,95	11,27	11,22	9,44	8,54	6,87	11,89	11,04
16	6,58	11,77	11,09	11,98	8,79	8,69	11,73	13,1
17	7,13	11,71	10,82	14,25	8,86	10,57	11,39	14,53
18	7,62	11,29	10,4	15,71	8,72	12,04	10,88	15,08
19	7,74	10,6	9,8	15,78	8,37	12,42	10,21	14,62
20	7,43	9,72	9,05	14,82	7,82	11,85	9,39	13,53
21	6,88	8,76	8,2	13,42	7,15	10,84	8,48	12,16
22	6,17	7,74	7,3	11,84	6,39	9,63	7,53	10,71
23	5,38	6,71	6,35	10,23	5,56	8,35	6,55	9,24
24	4,53	5,67	5,39	8,67	4,7	7,06	5,55	7,83

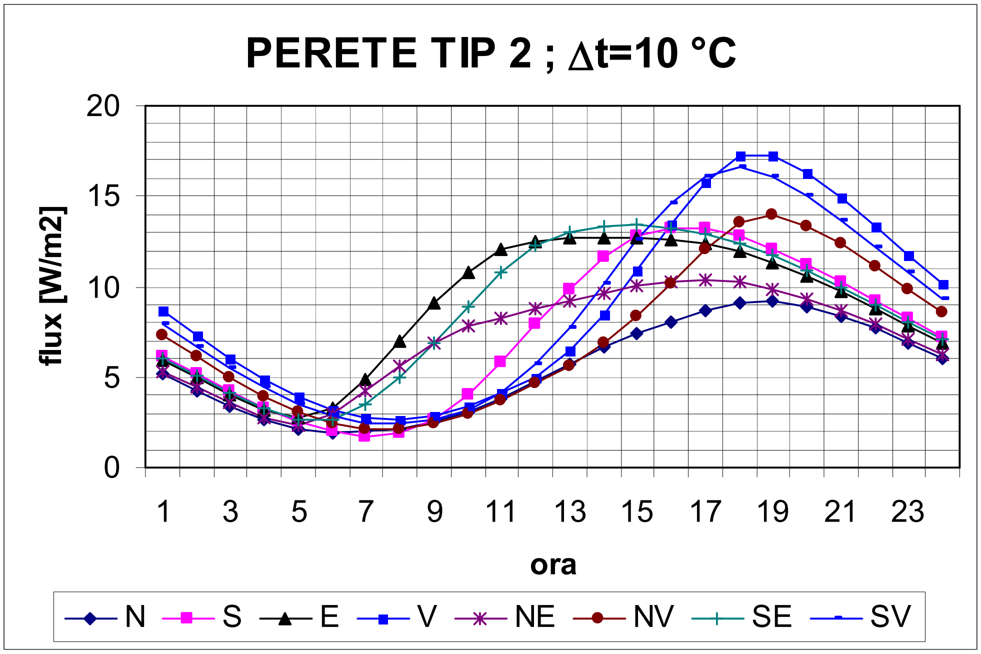


Nomograma 5.7 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 2, Δt= 8 ºC

Tip perete: 2 ***Tabelul 5.15***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 10 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	5,16	6,15	5,93	8,69	5,32	7,31	6,06	7,98
2	4,27	5,14	4,97	7,29	4,44	6,11	5,08	6,69
3	3,42	4,18	4,04	6	3,57	4,99	4,14	5,5
4	2,61	3,28	3,18	4,84	2,76	3,96	3,26	4,41
5	2,07	2,53	2,71	3,87	2,36	3,1	2,62	3,51
6	1,95	2	3,33	3,15	2,93	2,48	2,65	2,84
7	2,01	1,74	4,9	2,73	4,19	2,14	3,49	2,46
8	2,15	1,89	6,95	2,63	5,64	2,12	4,99	2,4
9	2,49	2,66	9,06	2,85	6,92	2,39	6,9	2,65
10	3,05	4,03	10,83	3,35	7,78	2,95	8,93	3,18
11	3,81	5,86	12,04	4,08	8,3	3,73	10,8	4,13
12	4,71	7,89	12,51	4,97	8,75	4,66	12,23	5,67
13	5,68	9,89	12,69	6,44	9,21	5,65	13,05	7,76
14	6,63	11,6	12,75	8,48	9,66	6,83	13,37	10,16
15	7,46	12,78	12,73	10,95	10,05	8,38	13,4	12,55
16	8,09	13,28	12,6	13,49	10,3	10,2	13,24	14,61
17	8,64	13,22	12,33	15,76	10,37	12,08	12,9	16,04
18	9,13	12,8	11,91	17,22	10,23	13,55	12,39	16,59
19	9,25	12,11	11,31	17,29	9,88	13,93	11,72	16,13
20	8,94	11,23	10,55	16,33	9,33	13,36	10,89	15,04
21	8,39	10,26	9,71	14,92	8,66	12,35	9,99	13,67
22	7,68	9,25	8,81	13,35	7,9	11,14	9,04	12,22
23	6,89	8,22	7,86	11,74	7,07	9,86	8,06	10,75
24	6,04	7,18	6,9	10,18	6,21	8,57	7,06	9,34

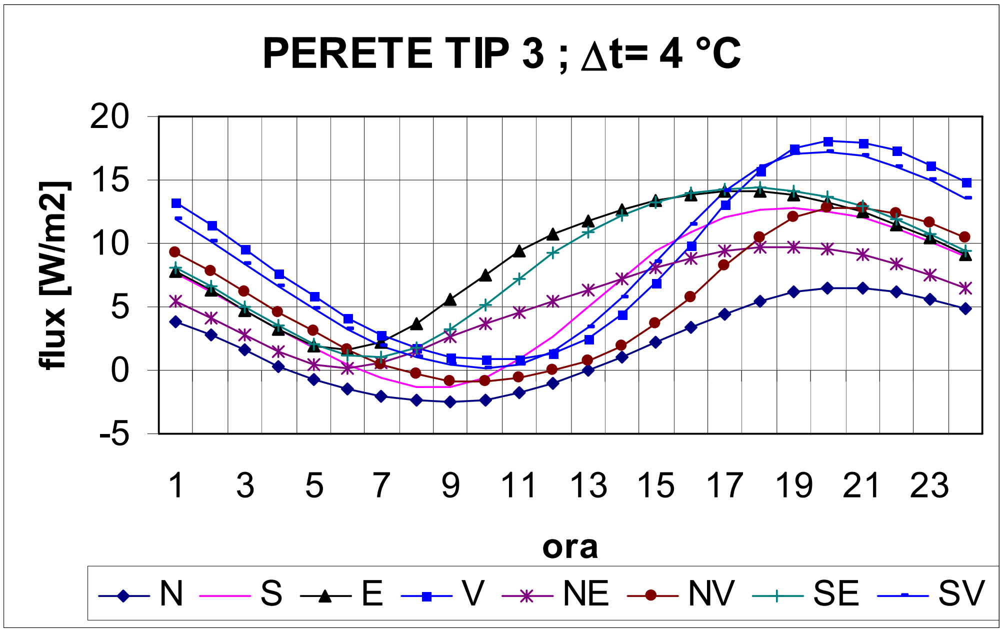


Nomograma 5.8 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 2, Δt= 10 ºC

Tip perete: 3 ***Tabelul 5.16***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 4 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,84	7,65	7,75	13,18	5,39	9,21	8,07	11,92
2	2,76	6,22	6,28	11,4	4,13	7,74	6,57	10,2
3	1,59	4,72	4,76	9,54	2,81	6,19	5,02	8,4
4	0,36	3,2	3,22	7,65	1,45	4,59	3,46	6,59
5	-0,72	1,74	1,95	5,84	0,37	3,05	2,05	4,86
6	-1,48	0,45	1,59	4,19	0,08	1,66	1,18	3,29
7	-2,02	-0,61	2,22	2,81	0,57	0,5	1,08	1,98
8	-2,39	-1,26	3,64	1,76	1,53	-0,33	1,79	1
9	-2,5	-1,29	5,54	1,09	2,68	-0,81	3,2	0,4
10	-2,32	-0,59	7,55	0,81	3,72	-0,91	5,08	0,18
11	-1,83	0,81	9,38	0,92	4,62	-0,64	7,2	0,5
12	-1,06	2,72	10,73	1,37	5,48	-0,04	9,24	1,53
13	-0,06	4,97	11,78	2,48	6,36	0,8	10,94	3,33
14	1,06	7,27	12,64	4,34	7,24	1,98	12,24	5,76
15	2,22	9,35	13,31	6,89	8,08	3,64	13,22	8,57
16	3,32	10,95	13,79	9,9	8,8	5,75	13,9	11,45
17	4,37	12,02	14,05	13,04	9,35	8,17	14,29	14,05
18	5,4	12,62	14,06	15,78	9,68	10,49	14,38	16
19	6,13	12,78	13,8	17,47	9,74	12,05	14,16	17,04
20	6,45	12,55	13,26	18,12	9,53	12,76	13,64	17,27
21	6,43	12,01	12,5	18	9,07	12,83	12,88	16,91
22	6,12	11,2	11,54	17,32	8,41	12,4	11,91	16,09
23	5,56	10,18	10,41	16,22	7,56	11,6	10,77	14,93
24	4,79	8,99	9,14	14,81	6,54	10,51	9,47	13,52

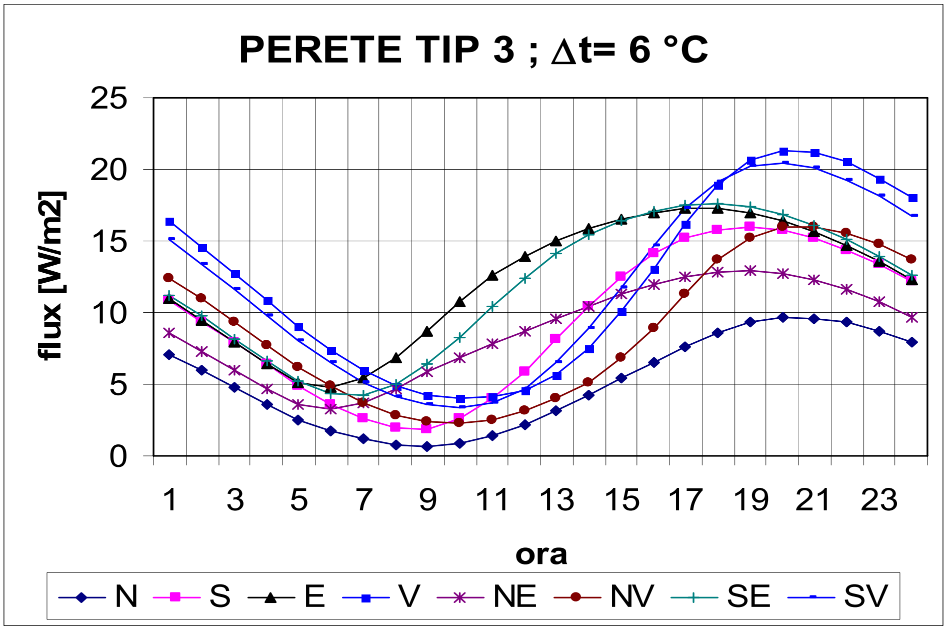


Nomograma 5.9 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 3, Δt= 4 ºC

Tip perete: 3 ***Tabelul 5.17***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 6 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	7,03	10,84	10,94	16,36	8,57	12,39	11,25	15,1
2	5,95	9,4	9,46	14,58	7,32	10,93	9,75	13,38
3	4,77	7,9	7,94	12,72	5,99	9,37	8,2	11,59
4	3,55	6,38	6,4	10,83	4,63	7,77	6,64	9,77
5	2,46	4,93	5,14	9,02	3,55	6,23	5,23	8,04
6	1,7	3,63	4,77	7,38	3,27	4,84	4,36	6,47
7	1,16	2,57	5,41	5,99	3,75	3,69	4,27	5,16
8	0,79	1,92	6,82	4,94	4,72	2,85	4,97	4,18
9	0,68	1,9	8,72	4,27	5,86	2,37	6,38	3,58
10	0,86	2,6	10,73	3,99	6,9	2,27	8,26	3,36
11	1,36	3,99	12,56	4,1	7,8	2,54	10,39	3,68
12	2,13	5,9	13,91	4,55	8,66	3,14	12,42	4,71
13	3,12	8,15	14,97	5,66	9,54	3,99	14,13	6,52
14	4,24	10,45	15,82	7,52	10,42	5,16	15,43	8,94
15	5,41	12,53	16,5	10,07	11,26	6,83	16,4	11,75
16	6,5	14,13	16,98	13,08	11,98	8,94	17,09	14,63
17	7,56	15,21	17,23	16,22	12,53	11,35	17,47	17,23
18	8,58	15,8	17,24	18,96	12,86	13,67	17,56	19,18
19	9,32	15,97	16,98	20,65	12,93	15,24	17,34	20,23
20	9,64	15,73	16,45	21,3	12,71	15,95	16,82	20,46
21	9,61	15,19	15,68	21,18	12,26	16,01	16,06	20,09
22	9,3	14,38	14,72	20,5	11,59	15,59	15,09	19,27
23	8,74	13,36	13,59	19,4	10,74	14,78	13,95	18,11
24	7,97	12,17	12,32	17,99	9,72	13,69	12,66	16,7

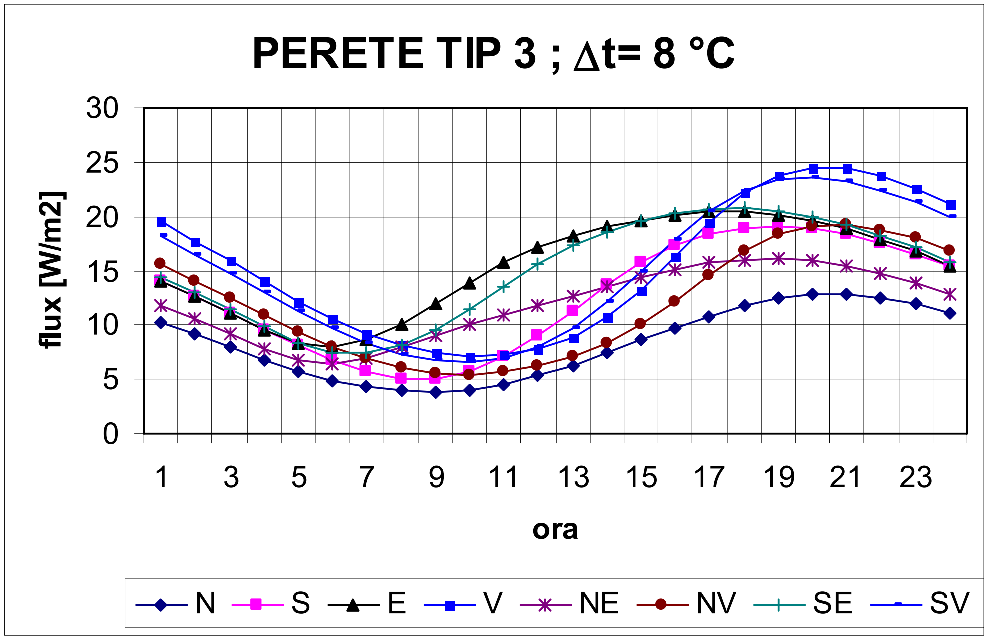


Nomograma 5.10 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 3, Δt= 6 ºC

Tip perete: 3 ***Tabelul 5.18***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 8 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	10,21	14,02	14,12	19,54	11,75	15,57	14,43	18,28
2	9,13	12,58	12,64	17,76	10,5	14,11	12,93	16,56
3	7,95	11,08	11,12	15,9	9,17	12,55	11,39	14,77
4	6,73	9,56	9,58	14,01	7,82	10,95	9,82	12,96
5	5,64	8,11	8,32	12,2	6,73	9,41	8,41	11,22
6	4,88	6,81	7,95	10,56	6,45	8,02	7,54	9,65
7	4,34	5,75	8,59	9,17	6,94	6,87	7,45	8,34
8	3,98	5,1	10	8,12	7,9	6,03	8,16	7,36
9	3,86	5,08	11,9	7,45	9,04	5,55	9,56	6,76
10	4,05	5,78	13,91	7,18	10,09	5,45	11,45	6,55
11	4,54	7,17	15,74	7,28	10,98	5,73	13,57	6,86
12	5,31	9,08	17,09	7,73	11,84	6,32	15,61	7,9
13	6,3	11,33	18,15	8,84	12,72	7,17	17,31	9,7
14	7,43	13,64	19	10,7	13,6	8,35	18,61	12,12
15	8,59	15,71	19,68	13,26	14,44	10,01	19,59	14,94
16	9,68	17,32	20,16	16,27	15,16	12,12	20,27	17,81
17	10,74	18,39	20,41	19,4	15,72	14,53	20,65	20,41
18	11,76	18,98	20,42	22,14	16,04	16,85	20,74	22,37
19	12,5	19,15	20,16	23,84	16,11	18,42	20,52	23,41
20	12,82	18,92	19,63	24,48	15,89	19,13	20,01	23,64
21	12,8	18,37	18,86	24,37	15,44	19,19	19,24	23,27
22	12,48	17,56	17,91	23,68	14,77	18,77	18,28	22,45
23	11,92	16,54	16,78	22,58	13,92	17,96	17,13	21,29
24	11,15	15,35	15,51	21,17	12,91	16,88	15,84	19,88

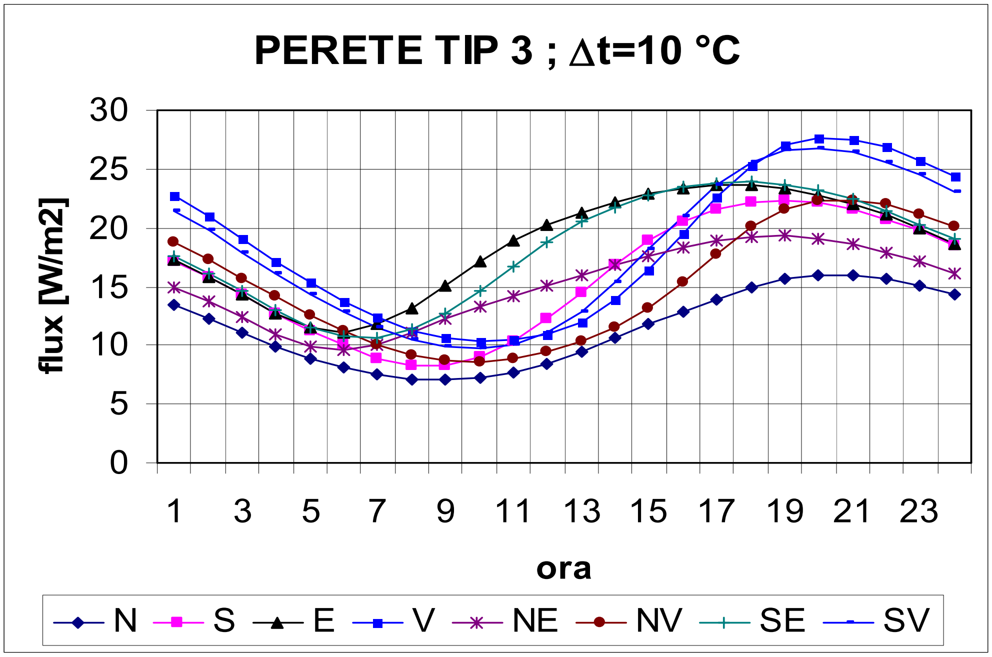


Nomograma 5.11 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 3, Δt= 8 ºC

Tip perete: 3 ***Tabelul 5.19***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	13,39	17,2	17,3	22,72	14,94	18,75	17,61	21,47
2	12,31	15,76	15,83	20,94	13,68	17,29	16,11	19,74
3	11,14	14,27	14,3	19,08	12,36	15,73	14,57	17,95
4	9,91	12,74	12,76	17,2	11	14,14	13,01	16,14
5	8,82	11,29	11,5	15,38	9,91	12,59	11,59	14,4
6	8,06	9,99	11,13	13,74	9,63	11,2	10,72	12,84
7	7,52	8,93	11,77	12,35	10,12	10,05	10,63	11,53
8	7,16	8,28	13,19	11,3	11,08	9,21	11,34	10,55
9	7,04	8,26	15,08	10,63	12,23	8,73	12,74	9,94
10	7,23	8,96	17,1	10,36	13,27	8,64	14,63	9,73
11	7,72	10,35	18,92	10,47	14,16	8,91	16,75	10,04
12	8,49	12,26	20,27	10,91	15,03	9,5	18,79	11,08
13	9,48	14,51	21,33	12,02	15,9	10,35	20,49	12,88
14	10,61	16,82	22,19	13,88	16,79	11,53	21,79	15,31
15	11,77	18,89	22,86	16,44	17,62	13,19	22,77	18,12
16	12,86	20,5	23,34	19,45	18,35	15,3	23,45	20,99
17	13,92	21,57	23,6	22,59	18,9	17,71	23,84	23,59
18	14,94	22,17	23,61	25,33	19,22	20,03	23,92	25,55
19	15,68	22,33	23,35	27,02	19,29	21,6	23,71	26,59
20	16	22,1	22,81	27,66	19,07	22,31	23,19	26,82
21	15,98	21,55	22,05	27,55	18,62	22,38	22,43	26,45
22	15,67	20,75	21,09	26,86	17,95	21,95	21,46	25,63
23	15,1	19,73	19,96	25,76	17,1	21,15	20,31	24,47
24	14,33	18,53	18,69	24,35	16,09	20,06	19,02	23,06

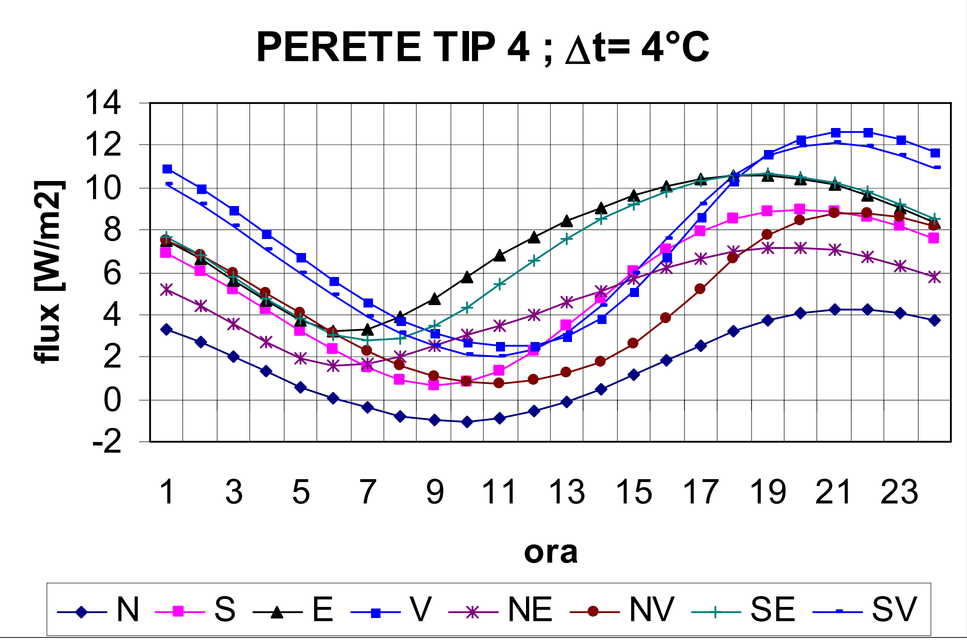


Nomograma 5.12 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 3, Δt= 10 ºC

Tip perete: 4 ***Tabelul 5.20***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 4 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,27	6,89	7,53	10,94	5,16	7,54	7,69	10,13
2	2,7	6,07	6,63	10,02	4,42	6,8	6,79	9,2
3	2,03	5,17	5,65	8,97	3,6	5,94	5,81	8,17
4	1,3	4,22	4,64	7,85	2,73	5	4,79	7,07
5	0,6	3,26	3,73	6,71	1,97	4,04	3,81	5,96
6	0,05	2,35	3,26	5,62	1,6	3,12	3,08	4,9
7	-0,4	1,54	3,34	4,62	1,66	2,29	2,76	3,93
8	-0,76	0,94	3,89	3,77	2	1,61	2,89	3,13
9	-0,98	0,67	4,76	3,12	2,51	1,11	3,44	2,52
10	-1,03	0,81	5,8	2,7	3,02	0,83	4,33	2,12
11	-0,89	1,36	6,83	2,5	3,51	0,77	5,43	2,04
12	-0,57	2,27	7,67	2,51	4,01	0,91	6,57	2,37
13	-0,09	3,45	8,4	2,92	4,55	1,24	7,62	3,17
14	0,51	4,75	9,05	3,78	5,11	1,78	8,51	4,39
15	1,16	6,01	9,6	5,1	5,67	2,64	9,25	5,92
16	1,83	7,09	10,05	6,76	6,19	3,79	9,85	7,58
17	2,51	7,93	10,38	8,59	6,63	5,19	10,28	9,2
18	3,19	8,52	10,56	10,33	6,96	6,61	10,55	10,56
19	3,75	8,87	10,58	11,59	7,14	7,72	10,63	11,48
20	4,1	8,99	10,43	12,33	7,16	8,4	10,51	11,97
21	4,26	8,9	10,11	12,65	7,03	8,74	10,23	12,1
22	4,24	8,63	9,65	12,61	6,75	8,78	9,79	11,94
23	4,06	8,19	9,06	12,28	6,34	8,57	9,21	11,53
24	3,73	7,6	8,35	11,71	5,81	8,14	8,51	10,92

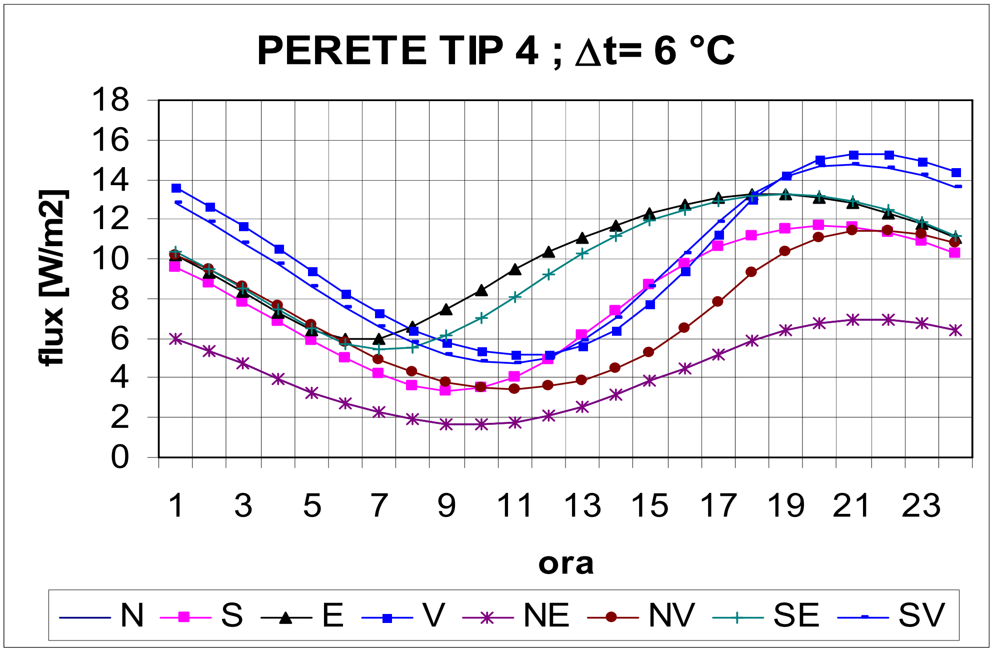


Nomograma 5.13 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 4, Δt= 4 ºC

Tip perete: 4 ***Tabelul 5.21***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 6 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	5,94	9,56	10,2	13,6	5,94	10,21	10,36	12,79
2	5,36	8,74	9,29	12,68	5,36	9,46	9,45	11,87
3	4,7	7,84	8,32	11,64	4,7	8,6	8,48	10,84
4	3,97	6,88	7,3	10,52	3,97	7,67	7,45	9,74
5	3,27	5,92	6,39	9,38	3,27	6,71	6,47	8,63
6	2,71	5,01	5,93	8,28	2,71	5,78	5,75	7,56
7	2,26	4,21	6,01	7,28	2,26	4,95	5,43	6,6
8	1,9	3,6	6,55	6,44	1,9	4,27	5,55	5,79
9	1,68	3,33	7,43	5,79	1,68	3,78	6,11	5,18
10	1,63	3,47	8,47	5,36	1,63	3,5	6,99	4,79
11	1,77	4,03	9,49	5,16	1,77	3,43	8,09	4,7
12	2,1	4,94	10,34	5,18	2,1	3,58	9,24	5,04
13	2,57	6,11	11,07	5,58	2,57	3,9	10,28	5,84
14	3,17	7,41	11,71	6,45	3,17	4,45	11,17	7,05
15	3,83	8,68	12,27	7,76	3,83	5,3	11,91	8,58
16	4,49	9,75	12,72	9,42	4,49	6,46	12,51	10,25
17	5,17	10,59	13,05	11,26	5,17	7,85	12,95	11,87
18	5,86	11,18	13,23	12,99	5,86	9,28	13,21	13,23
19	6,41	11,54	13,25	14,26	6,41	10,38	13,29	14,15
20	6,76	11,66	13,09	15	6,76	11,07	13,18	14,63
21	6,92	11,57	12,78	15,31	6,92	11,4	12,89	14,77
22	6,91	11,29	12,32	15,27	6,91	11,44	12,46	14,61
23	6,73	10,85	11,73	14,94	6,73	11,23	11,88	14,2
24	6,4	10,27	11,02	14,37	6,4	10,81	11,17	13,58

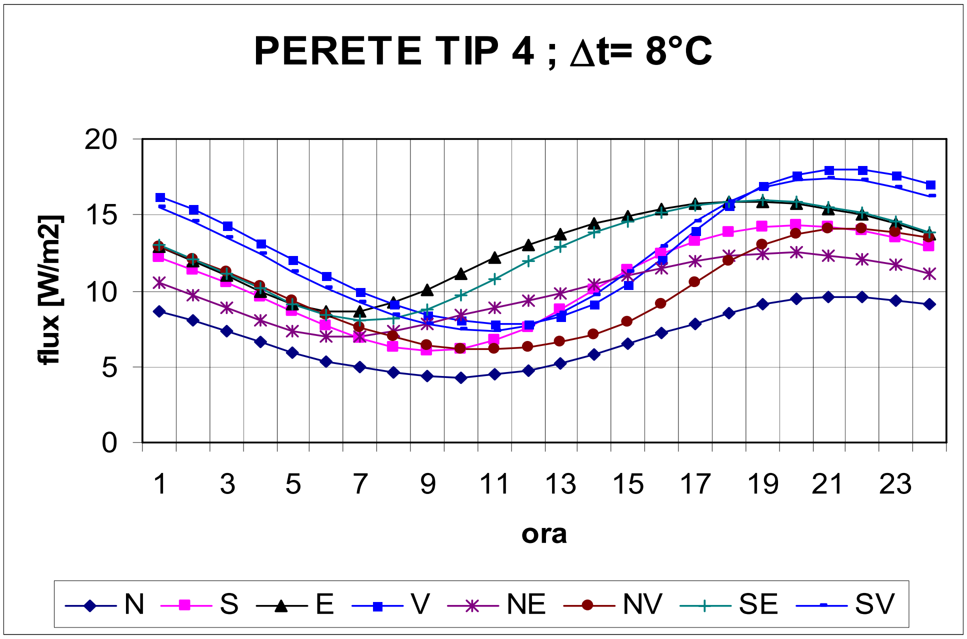


Nomograma 5.14 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 4, Δt= 6 ºC

Tip perete: 4 ***Tabelul 5.22***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 8 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	8,6	12,22	12,86	16,27	10,49	12,87	13,02	15,46
2	8,03	11,4	11,96	15,35	9,75	12,13	12,12	14,53
3	7,36	10,51	10,98	14,3	8,93	11,27	11,14	13,5
4	6,63	9,55	9,97	13,18	8,07	10,33	10,12	12,4
5	5,93	8,59	9,06	12,04	7,3	9,37	9,14	11,29
6	5,38	7,68	8,59	10,95	6,93	8,45	8,41	10,23
7	4,93	6,87	8,67	9,95	6,99	7,62	8,09	9,26
8	4,57	6,27	9,22	9,1	7,33	6,94	8,22	8,46
9	4,35	6	10,09	8,45	7,84	6,44	8,77	7,85
10	4,3	6,14	11,13	8,03	8,35	6,16	9,66	7,45
11	4,44	6,7	12,16	7,83	8,84	6,1	10,76	7,37
12	4,76	7,6	13	7,84	9,34	6,24	11,9	7,7
13	5,24	8,78	13,73	8,25	9,88	6,57	12,95	8,5
14	5,84	10,08	14,38	9,11	10,44	7,11	13,84	9,72
15	6,49	11,34	14,93	10,43	11	7,97	14,58	11,25
16	7,16	12,42	15,38	12,09	11,52	9,12	15,18	12,91
17	7,84	13,26	15,71	13,92	11,96	10,52	15,61	14,53
18	8,52	13,85	15,89	15,66	12,29	11,94	15,88	15,89
19	9,08	14,2	15,91	16,92	12,47	13,05	15,96	16,81
20	9,43	14,32	15,76	17,66	12,49	13,73	15,84	17,3
21	9,59	14,23	15,44	17,98	12,36	14,07	15,56	17,43
22	9,57	13,96	14,98	17,94	12,08	14,11	15,12	17,27
23	9,39	13,52	14,39	17,61	11,67	13,9	14,54	16,86
24	9,06	12,93	13,68	17,04	11,14	13,47	13,84	16,25

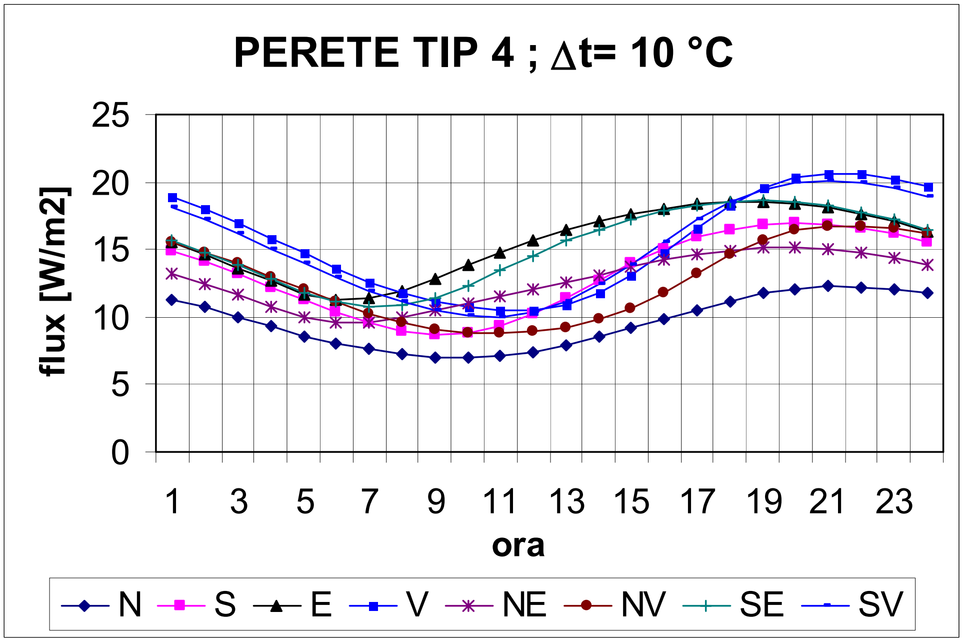


Nomograma 5.15 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 4, Δt= 8 ºC

Tip perete: 4 ***Tabelul 5.23***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	11,27	14,89	15,53	18,93	13,16	15,54	15,69	18,12
2	10,69	14,07	14,62	18,01	12,42	14,79	14,78	17,2
3	10,03	13,17	13,65	16,97	11,6	13,93	13,81	16,17
4	9,3	12,21	12,63	15,85	10,73	13	12,78	15,07
5	8,6	11,25	11,72	14,71	9,97	12,04	11,8	13,96
6	8,04	10,34	11,26	13,61	9,6	11,11	11,08	12,89
7	7,59	9,54	11,34	12,61	9,65	10,28	10,76	11,93
8	7,23	8,93	11,88	11,77	10	9,6	10,88	11,12
9	7,01	8,66	12,76	11,12	10,5	9,11	11,44	10,51
10	6,96	8,8	13,8	10,69	11,02	8,83	12,32	10,12
11	7,1	9,36	14,82	10,49	11,5	8,76	13,42	10,03
12	7,43	10,27	15,67	10,51	12	8,91	14,57	10,37
13	7,9	11,44	16,4	10,91	12,54	9,23	15,61	11,17
14	8,5	12,74	17,04	11,78	13,11	9,78	16,5	12,38
15	9,16	14,01	17,6	13,09	13,67	10,63	17,24	13,91
16	9,82	15,08	18,05	14,75	14,19	11,79	17,84	15,58
17	10,5	15,92	18,38	16,59	14,63	13,18	18,28	17,2
18	11,19	16,51	18,56	18,32	14,96	14,61	18,54	18,56
19	11,74	16,87	18,58	19,59	15,14	15,71	18,62	19,48
20	12,09	16,99	18,42	20,33	15,16	16,4	18,51	19,96
21	12,25	16,9	18,11	20,64	15,02	16,73	18,22	20,1
22	12,24	16,62	17,65	20,6	14,75	16,77	17,79	19,94
23	12,06	16,18	17,06	20,27	14,34	16,56	17,21	19,53
24	11,73	15,6	16,35	19,7	13,8	16,14	16,5	18,91

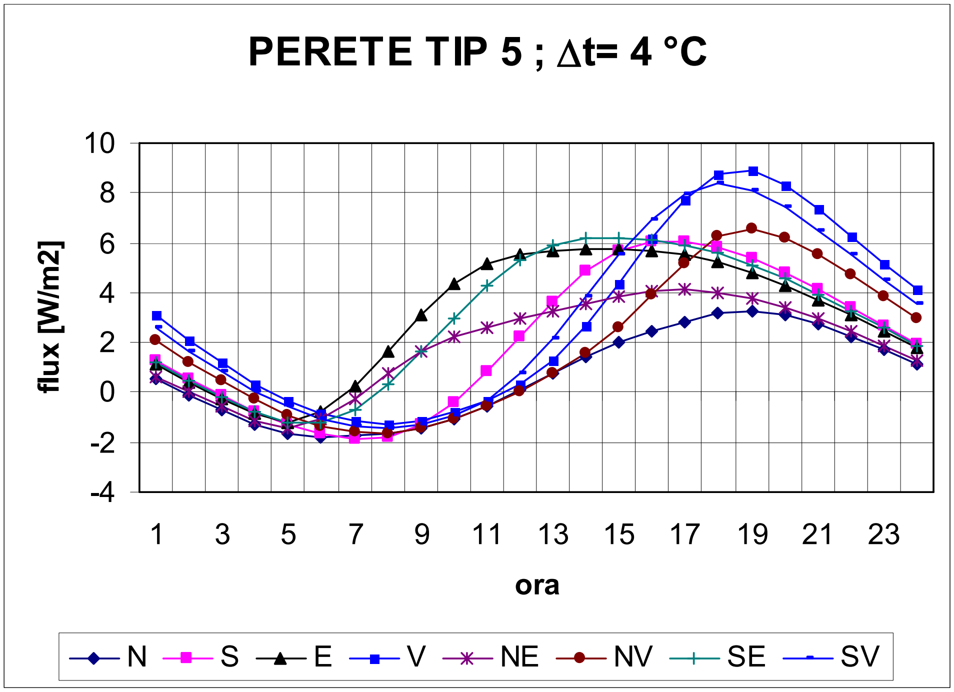


Nomograma 5.16 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 4, Δt= 10 ºC

Tip perete: 5 ***Tabelul 5.24***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 4 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	0,51	1,25	1,1	3,08	0,65	2,07	1,19	2,57
2	-0,1	0,54	0,42	2,1	0,03	1,24	0,5	1,67
3	-0,7	-0,14	-0,23	1,19	-0,58	0,45	-0,16	0,83
4	-1,27	-0,77	-0,85	0,36	-1,15	-0,28	-0,79	0,05
5	-1,66	-1,3	-1,19	-0,33	-1,45	-0,89	-1,25	-0,59
6	-1,77	-1,69	-0,8	-0,85	-1,09	-1,34	-1,25	-1,08
7	-1,74	-1,9	0,25	-1,17	-0,25	-1,6	-0,7	-1,36
8	-1,65	-1,81	1,65	-1,26	0,74	-1,64	0,3	-1,43
9	-1,43	-1,31	3,09	-1,13	1,62	-1,47	1,61	-1,28
10	-1,06	-0,38	4,33	-0,81	2,22	-1,1	3	-0,93
11	-0,54	0,87	5,18	-0,31	2,6	-0,58	4,3	-0,3
12	0,08	2,26	5,54	0,29	2,93	0,05	5,31	0,75
13	0,75	3,65	5,7	1,29	3,26	0,74	5,91	2,19
14	1,41	4,85	5,76	2,69	3,58	1,55	6,16	3,84
15	1,99	5,69	5,76	4,39	3,85	2,62	6,21	5,5
16	2,44	6,07	5,69	6,16	4,04	3,88	6,12	6,94
17	2,83	6,07	5,52	7,74	4,1	5,19	5,9	7,97
18	3,19	5,81	5,23	8,79	4,02	6,23	5,57	8,39
19	3,29	5,36	4,83	8,89	3,79	6,53	5,12	8,12
20	3,1	4,77	4,31	8,29	3,42	6,18	4,55	7,41
21	2,73	4,11	3,73	7,36	2,96	5,52	3,93	6,5
22	2,25	3,41	3,11	6,29	2,44	4,71	3,27	5,51
23	1,71	2,69	2,45	5,19	1,87	3,83	2,59	4,5
24	1,12	1,97	1,78	4,11	1,27	2,95	1,89	3,52

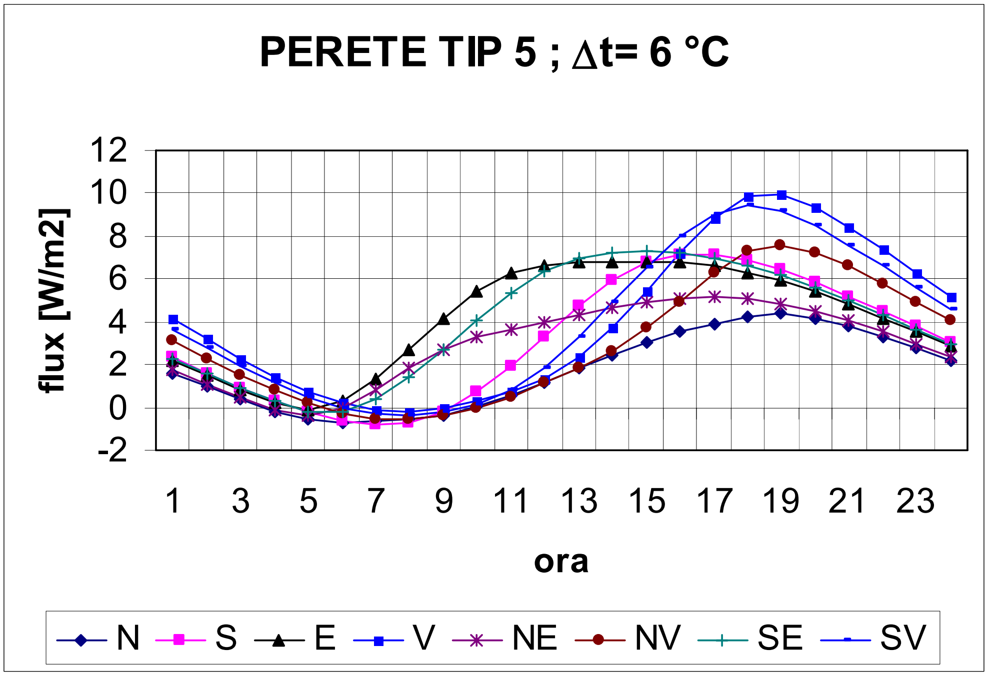


Nomograma 5.17 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 5, Δt= 4 ºC

Tip perete: 5 ***Tabelul 5.25***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 6 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	1,59	2,32	2,17	4,15	1,72	3,15	2,27	3,64
2	0,97	1,61	1,49	3,17	1,1	2,31	1,58	2,74
3	0,37	0,93	0,84	2,26	0,49	1,52	0,91	1,9
4	-0,2	0,3	0,23	1,44	-0,08	0,79	0,29	1,13
5	-0,59	-0,23	-0,12	0,74	-0,38	0,18	-0,18	0,48
6	-0,69	-0,62	0,28	0,22	-0,02	-0,27	-0,18	0
7	-0,67	-0,82	1,33	-0,09	0,83	-0,53	0,37	-0,29
8	-0,58	-0,74	2,72	-0,19	1,81	-0,57	1,38	-0,35
9	-0,36	-0,23	4,16	-0,06	2,69	-0,4	2,68	-0,21
10	0,02	0,69	5,4	0,27	3,29	-0,03	4,07	0,14
11	0,53	1,94	6,26	0,76	3,67	0,49	5,37	0,78
12	1,15	3,33	6,62	1,36	4	1,13	6,38	1,82
13	1,82	4,72	6,77	2,36	4,33	1,81	6,98	3,26
14	2,48	5,92	6,83	3,76	4,65	2,63	7,23	4,91
15	3,06	6,76	6,83	5,46	4,93	3,7	7,28	6,57
16	3,51	7,15	6,76	7,23	5,11	4,95	7,19	8,01
17	3,91	7,14	6,59	8,82	5,17	6,26	6,98	9,04
18	4,26	6,88	6,3	9,86	5,09	7,3	6,64	9,46
19	4,36	6,43	5,9	9,97	4,86	7,6	6,19	9,2
20	4,17	5,84	5,39	9,36	4,49	7,26	5,63	8,48
21	3,8	5,18	4,8	8,43	4,03	6,59	5	7,57
22	3,33	4,48	4,18	7,36	3,51	5,78	4,34	6,58
23	2,78	3,77	3,52	6,26	2,94	4,9	3,66	5,57
24	2,2	3,04	2,85	5,19	2,34	4,02	2,97	4,59

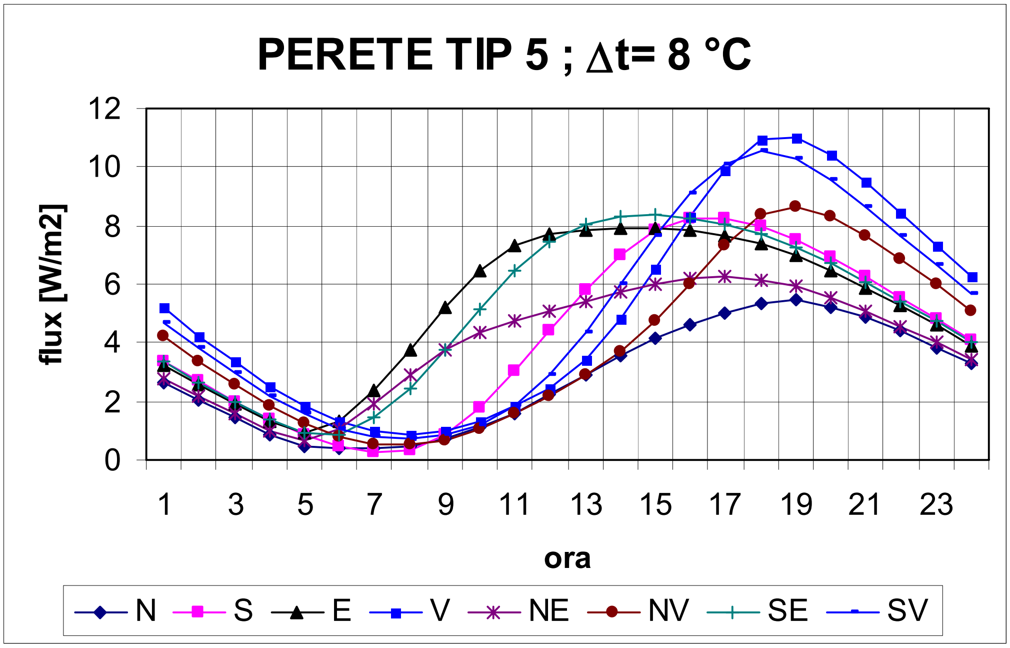


Nomograma 5.18 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 5, Δt= 6 ºC

Tip perete: 5 ***Tabelul 5.26***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 8 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,66	3,39	3,24	5,22	2,79	4,22	3,34	4,71
2	2,04	2,69	2,56	4,24	2,17	3,38	2,65	3,81
3	1,44	2,01	1,91	3,34	1,56	2,59	1,98	2,97
4	0,87	1,37	1,3	2,51	0,99	1,86	1,36	2,2
5	0,48	0,84	0,95	1,82	0,69	1,25	0,9	1,55
6	0,38	0,45	1,35	1,29	1,06	0,8	0,89	1,07
7	0,4	0,25	2,4	0,98	1,9	0,55	1,44	0,78
8	0,49	0,33	3,79	0,89	2,88	0,5	2,45	0,72
9	0,71	0,84	5,24	1,01	3,77	0,68	3,75	0,87
10	1,09	1,76	6,47	1,34	4,37	1,04	5,15	1,21
11	1,61	3,01	7,33	1,83	4,74	1,57	6,45	1,85
12	2,23	4,4	7,69	2,43	5,07	2,2	7,45	2,9
13	2,9	5,79	7,84	3,43	5,4	2,88	8,05	4,33
14	3,55	6,99	7,91	4,83	5,72	3,7	8,3	5,98
15	4,14	7,83	7,91	6,53	6	4,77	8,35	7,64
16	4,59	8,22	7,83	8,3	6,18	6,03	8,26	9,08
17	4,98	8,21	7,66	9,89	6,25	7,34	8,05	10,11
18	5,33	7,95	7,38	10,94	6,16	8,38	7,71	10,53
19	5,44	7,5	6,98	11,04	5,93	8,67	7,26	10,27
20	5,24	6,91	6,46	10,43	5,56	8,33	6,7	9,55
21	4,87	6,25	5,88	9,5	5,1	7,66	6,08	8,64
22	4,4	5,56	5,25	8,44	4,58	6,85	5,42	7,65
23	3,85	4,84	4,59	7,34	4,01	5,98	4,73	6,65
24	3,27	4,11	3,92	6,26	3,41	5,09	4,04	5,66

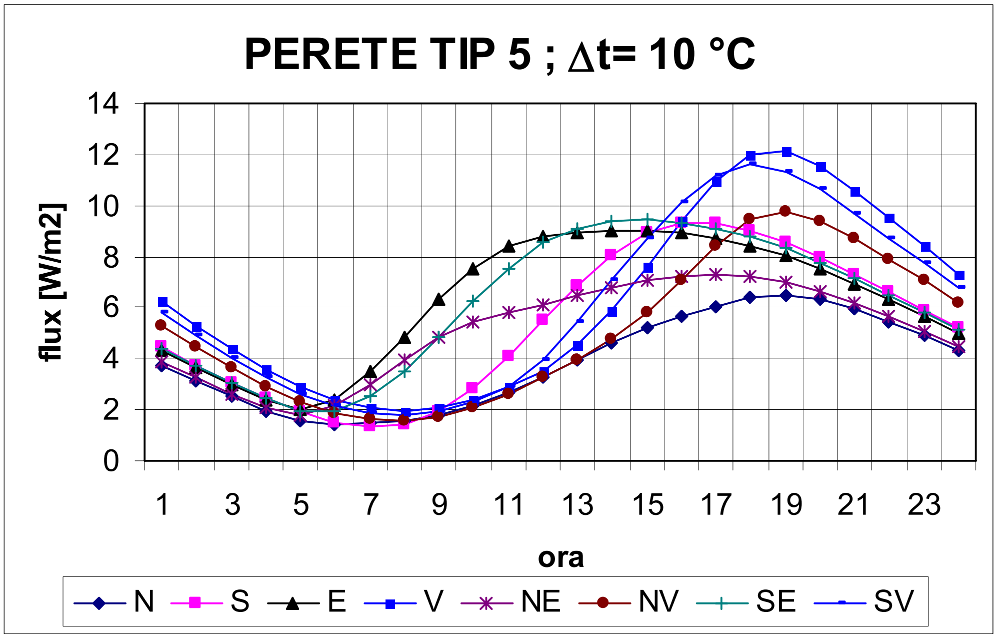


Nomograma 5.19 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 5, Δt= 8 ºC

Tip perete: 5 ***Tabelul 5.27***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,73	4,47	4,31	6,29	3,87	5,29	4,41	5,79
2	3,12	3,76	3,64	5,32	3,24	4,45	3,72	4,88
3	2,51	3,08	2,98	4,41	2,64	3,66	3,05	4,04
4	1,95	2,44	2,37	3,58	2,06	2,93	2,43	3,27
5	1,56	1,91	2,03	2,89	1,76	2,33	1,97	2,63
6	1,45	1,52	2,42	2,37	2,13	1,87	1,96	2,14
7	1,48	1,32	3,47	2,05	2,97	1,62	2,51	1,86
8	1,56	1,41	4,86	1,96	3,96	1,58	3,52	1,79
9	1,78	1,91	6,31	2,08	4,84	1,75	4,82	1,94
10	2,16	2,83	7,54	2,41	5,44	2,11	6,22	2,28
11	2,68	4,08	8,4	2,9	5,82	2,64	7,52	2,92
12	3,3	5,48	8,76	3,51	6,14	3,27	8,53	3,97
13	3,97	6,87	8,91	4,51	6,47	3,96	9,12	5,4
14	4,63	8,06	8,98	5,91	6,8	4,77	9,37	7,05
15	5,21	8,91	8,98	7,61	7,07	5,84	9,43	8,72
16	5,66	9,29	8,9	9,37	7,26	7,1	9,34	10,16
17	6,05	9,29	8,73	10,96	7,32	8,41	9,12	11,18
18	6,4	9,02	8,45	12,01	7,24	9,45	8,79	11,6
19	6,51	8,57	8,05	12,11	7,01	9,75	8,33	11,34
20	6,31	7,98	7,53	11,51	6,63	9,4	7,77	10,63
21	5,95	7,32	6,95	10,57	6,17	8,74	7,15	9,71
22	5,47	6,63	6,32	9,51	5,65	7,92	6,49	8,72
23	4,93	5,91	5,67	8,41	5,08	7,05	5,81	7,72
24	4,34	5,19	4,99	7,33	4,48	6,16	5,11	6,74

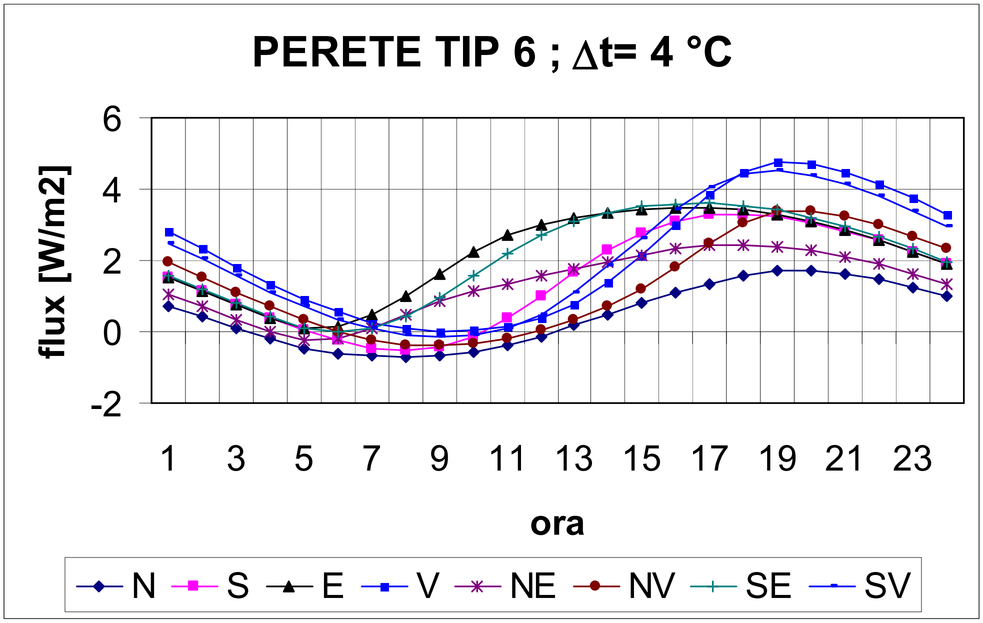


Nomograma 5.20 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 5, Δt= 10 ºC

Tip perete: 6 ***Tabelul 5.28***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 4 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	0,72	1,52	1,53	2,8	1,03	1,93	1,59	2,49
2	0,42	1,14	1,15	2,31	0,7	1,52	1,21	2,03
3	0,1	0,76	0,76	1,82	0,35	1,11	0,82	1,56
4	-0,21	0,38	0,39	1,35	0,01	0,7	0,44	1,11
5	-0,47	0,04	0,11	0,92	-0,22	0,32	0,11	0,7
6	-0,61	-0,25	0,15	0,55	-0,18	0,01	-0,02	0,35
7	-0,68	-0,46	0,49	0,26	0,09	-0,23	0,09	0,09
8	-0,72	-0,54	1,02	0,08	0,46	-0,36	0,43	-0,08
9	-0,69	-0,43	1,64	0	0,84	-0,4	0,94	-0,14
10	-0,57	-0,12	2,23	0,03	1,13	-0,33	1,55	-0,1
11	-0,38	0,38	2,7	0,16	1,35	-0,17	2,17	0,09
12	-0,12	0,99	2,98	0,36	1,55	0,06	2,7	0,49
13	0,18	1,65	3,18	0,76	1,76	0,34	3,1	1,09
14	0,5	2,27	3,32	1,36	1,97	0,71	3,35	1,84
15	0,81	2,78	3,42	2,14	2,16	1,2	3,51	2,64
16	1,08	3,11	3,48	3	2,31	1,81	3,59	3,41
17	1,33	3,27	3,48	3,84	2,41	2,48	3,6	4,04
18	1,56	3,3	3,42	4,5	2,44	3,07	3,54	4,43
19	1,7	3,22	3,29	4,77	2,4	3,38	3,41	4,53
20	1,7	3,05	3,1	4,73	2,29	3,4	3,2	4,4
21	1,62	2,82	2,85	4,5	2,11	3,26	2,95	4,13
22	1,46	2,55	2,56	4,15	1,89	3,01	2,65	3,79
23	1,25	2,23	2,24	3,74	1,64	2,69	2,32	3,38
24	1	1,89	1,89	3,28	1,35	2,33	1,97	2,95

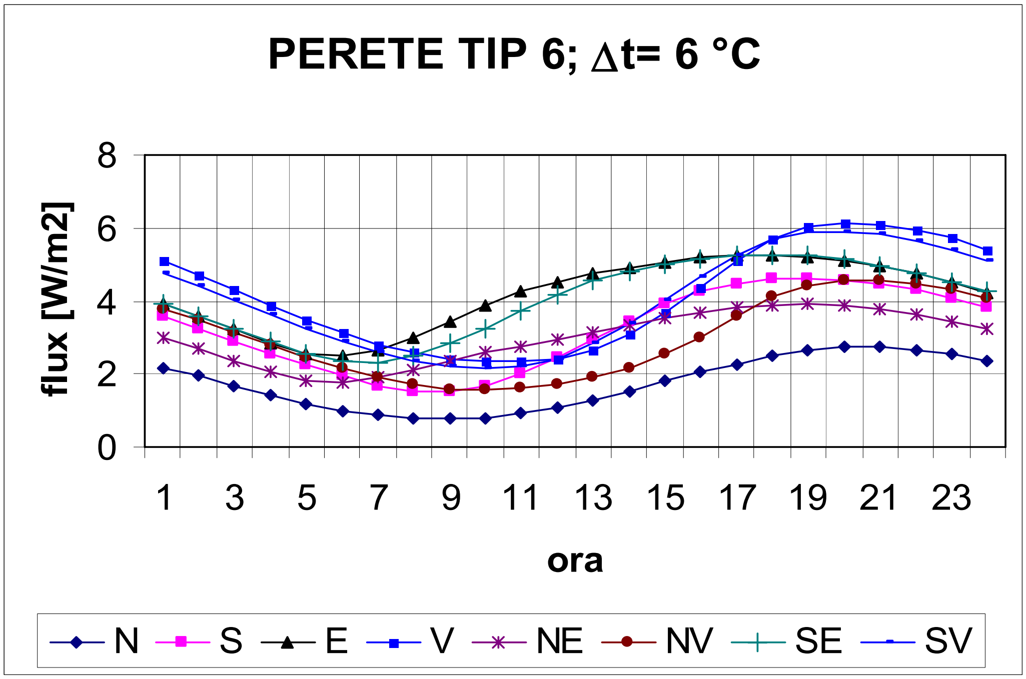


Nomograma 5.21 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 6, Δt= 4 ºC

Tip perete: 6 ***Tabelul 5.29***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 6 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,18	3,56	3,91	5,08	2,97	3,79	3,94	4,77
2	1,94	3,25	3,57	4,7	2,68	3,48	3,6	4,4
3	1,68	2,91	3,22	4,31	2,38	3,15	3,25	4,02
4	1,41	2,57	2,85	3,9	2,06	2,8	2,88	3,62
5	1,16	2,24	2,55	3,5	1,81	2,46	2,55	3,23
6	1	1,94	2,48	3,13	1,76	2,15	2,35	2,88
7	0,88	1,69	2,65	2,82	1,89	1,89	2,33	2,58
8	0,8	1,53	2,98	2,58	2,12	1,7	2,5	2,35
9	0,77	1,52	3,42	2,42	2,38	1,59	2,83	2,2
10	0,8	1,68	3,87	2,34	2,6	1,56	3,26	2,14
11	0,91	2	4,26	2,35	2,77	1,61	3,73	2,19
12	1,08	2,44	4,53	2,42	2,95	1,73	4,18	2,42
13	1,29	2,94	4,74	2,66	3,13	1,9	4,54	2,83
14	1,54	3,45	4,92	3,08	3,33	2,16	4,81	3,38
15	1,8	3,91	5,07	3,67	3,52	2,53	5,01	4,02
16	2,04	4,25	5,18	4,36	3,68	3,01	5,16	4,67
17	2,27	4,47	5,25	5,08	3,81	3,57	5,25	5,24
18	2,51	4,59	5,26	5,69	3,89	4,1	5,27	5,67
19	2,67	4,63	5,22	6,04	3,91	4,44	5,24	5,88
20	2,74	4,58	5,11	6,15	3,87	4,57	5,13	5,91
21	2,73	4,47	4,95	6,11	3,77	4,57	4,98	5,82
22	2,67	4,3	4,75	5,95	3,63	4,47	4,78	5,64
23	2,55	4,09	4,5	5,72	3,45	4,3	4,53	5,4
24	2,38	3,84	4,22	5,42	3,22	4,07	4,25	5,1

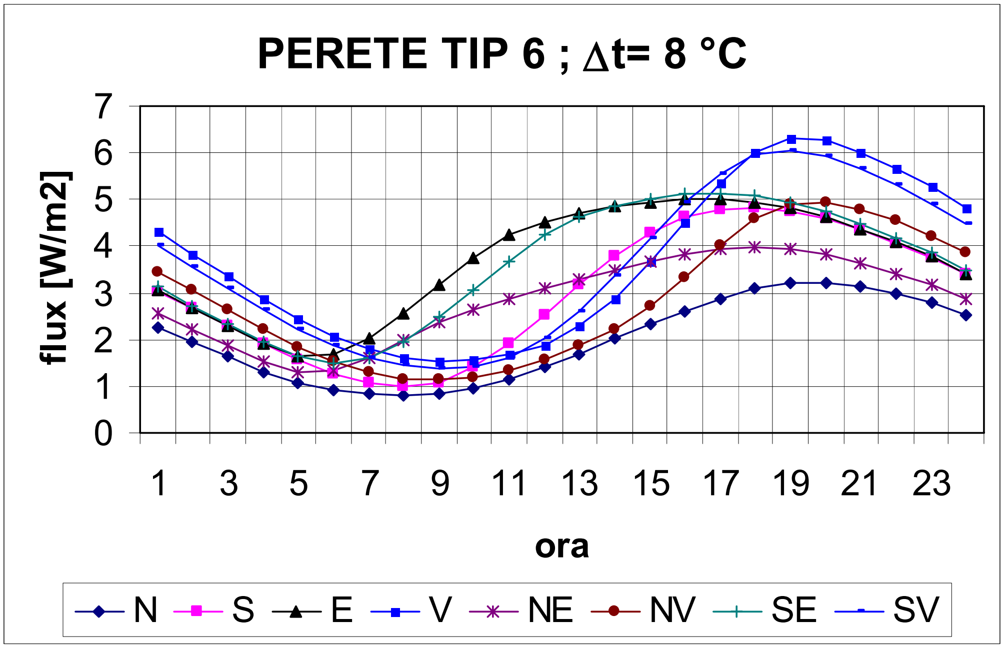


Nomograma 5.22 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 6, Δt= 6 ºC

Tip perete: 6 ***Tabelul 5.30***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 8 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,25	3,04	3,05	4,33	2,55	3,46	3,12	4,02
2	1,94	2,67	2,67	3,84	2,22	3,05	2,73	3,55
3	1,63	2,28	2,29	3,35	1,88	2,63	2,34	3,09
4	1,31	1,91	1,91	2,87	1,54	2,22	1,96	2,64
5	1,06	1,56	1,64	2,44	1,3	1,85	1,64	2,23
6	0,92	1,27	1,67	2,07	1,35	1,53	1,5	1,88
7	0,84	1,06	2,01	1,79	1,62	1,3	1,62	1,61
8	0,81	0,98	2,55	1,6	1,99	1,16	1,95	1,44
9	0,84	1,09	3,17	1,53	2,36	1,13	2,47	1,38
10	0,95	1,41	3,75	1,56	2,65	1,19	3,07	1,43
11	1,14	1,91	4,23	1,68	2,87	1,35	3,69	1,62
12	1,4	2,52	4,51	1,89	3,08	1,58	4,23	2,01
13	1,7	3,18	4,7	2,28	3,29	1,87	4,62	2,61
14	2,02	3,8	4,85	2,88	3,49	2,23	4,87	3,36
15	2,33	4,3	4,95	3,66	3,68	2,73	5,03	4,17
16	2,6	4,63	5,01	4,53	3,84	3,34	5,12	4,94
17	2,85	4,79	5,01	5,37	3,94	4,01	5,13	5,56
18	3,09	4,82	4,95	6,02	3,97	4,6	5,07	5,96
19	3,23	4,75	4,82	6,3	3,93	4,9	4,93	6,05
20	3,23	4,58	4,62	6,26	3,81	4,93	4,73	5,92
21	3,14	4,35	4,37	6,02	3,64	4,79	4,47	5,66
22	2,99	4,07	4,09	5,68	3,42	4,54	4,18	5,31
23	2,78	3,75	3,77	5,26	3,16	4,22	3,85	4,91
24	2,53	3,41	3,42	4,81	2,87	3,85	3,49	4,47

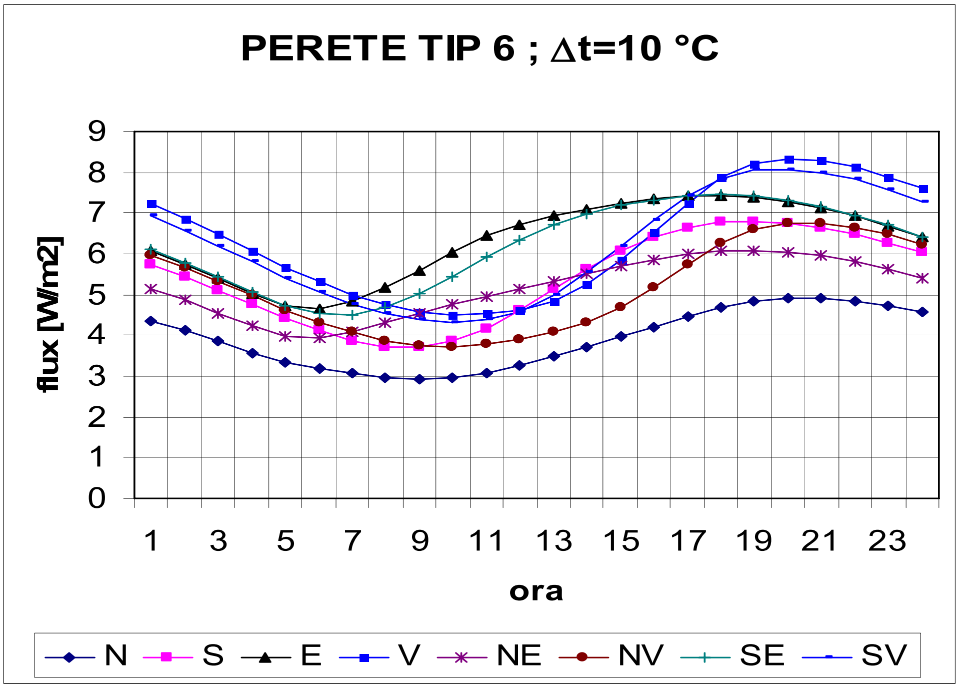


Nomograma 5.23 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 6, Δt= 8 ºC

Tip perete: 6 ***Tabelul 5.31***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	4,35	5,73	6,08	7,25	5,14	5,96	6,11	6,94
2	4,12	5,42	5,75	6,88	4,86	5,65	5,78	6,58
3	3,86	5,09	5,39	6,48	4,55	5,32	5,42	6,19
4	3,58	4,75	5,03	6,07	4,23	4,97	5,06	5,8
5	3,34	4,41	4,73	5,67	3,98	4,63	4,72	5,41
6	3,18	4,11	4,66	5,31	3,93	4,32	4,52	5,06
7	3,06	3,86	4,82	5	4,07	4,07	4,51	4,76
8	2,97	3,7	5,16	4,75	4,3	3,87	4,68	4,53
9	2,94	3,7	5,6	4,59	4,55	3,76	5,01	4,38
10	2,98	3,86	6,04	4,51	4,77	3,73	5,44	4,31
11	3,08	4,18	6,44	4,52	4,95	3,78	5,91	4,37
12	3,25	4,61	6,71	4,6	5,12	3,9	6,35	4,59
13	3,47	5,12	6,92	4,84	5,31	4,08	6,71	5
14	3,72	5,63	7,1	5,26	5,5	4,33	6,98	5,56
15	3,97	6,08	7,24	5,84	5,69	4,7	7,19	6,19
16	4,21	6,42	7,36	6,53	5,86	5,19	7,33	6,84
17	4,45	6,65	7,42	7,25	5,99	5,74	7,42	7,42
18	4,68	6,77	7,44	7,86	6,07	6,27	7,45	7,84
19	4,85	6,8	7,39	8,22	6,09	6,61	7,41	8,05
20	4,92	6,75	7,29	8,33	6,04	6,75	7,31	8,08
21	4,91	6,64	7,13	8,28	5,95	6,75	7,15	7,99
22	4,84	6,48	6,92	8,13	5,81	6,65	6,95	7,82
23	4,72	6,27	6,68	7,89	5,62	6,47	6,71	7,57
24	4,56	6,02	6,4	7,6	5,4	6,24	6,43	7,28

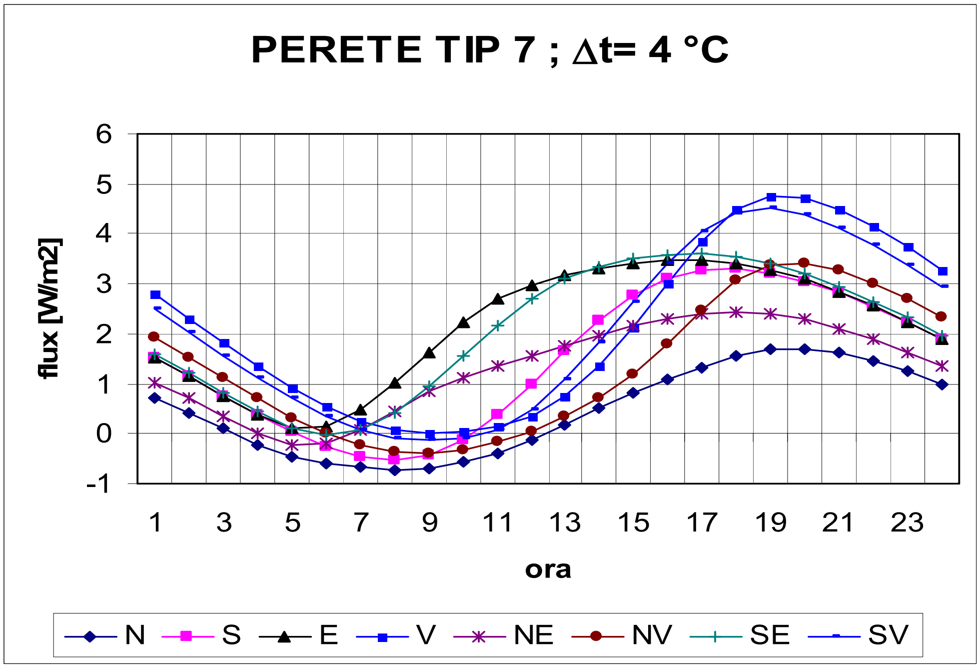


Nomograma 5.24 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 6, Δt= 10 ºC

Tip perete: 7 ***Tabelul 5.32***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 4 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	0,72	1,52	1,53	2,8	1,03	1,93	1,59	2,49
2	0,42	1,14	1,15	2,31	0,7	1,52	1,21	2,03
3	0,1	0,76	0,76	1,82	0,35	1,11	0,82	1,56
4	-0,21	0,38	0,39	1,35	0,01	0,7	0,44	1,11
5	-0,47	0,04	0,11	0,92	-0,22	0,32	0,11	0,7
6	-0,61	-0,25	0,15	0,55	-0,18	0,01	-0,02	0,35
7	-0,68	-0,46	0,49	0,26	0,09	-0,23	0,09	0,09
8	-0,72	-0,54	1,02	0,08	0,46	-0,36	0,43	-0,08
9	-0,69	-0,43	1,64	0	0,84	-0,4	0,94	-0,14
10	-0,57	-0,12	2,23	0,03	1,13	-0,33	1,55	-0,1
11	-0,38	0,38	2,7	0,16	1,35	-0,17	2,17	0,09
12	-0,12	0,99	2,98	0,36	1,55	0,06	2,7	0,49
13	0,18	1,65	3,18	0,76	1,76	0,34	3,1	1,09
14	0,5	2,27	3,32	1,36	1,97	0,71	3,35	1,84
15	0,81	2,78	3,42	2,14	2,16	1,2	3,51	2,64
16	1,08	3,11	3,48	3	2,31	1,81	3,59	3,41
17	1,33	3,27	3,48	3,84	2,41	2,48	3,6	4,04
18	1,56	3,3	3,42	4,5	2,44	3,07	3,54	4,43
19	1,7	3,22	3,29	4,77	2,4	3,38	3,41	4,53
20	1,7	3,05	3,1	4,73	2,29	3,4	3,2	4,4
21	1,62	2,82	2,85	4,5	2,11	3,26	2,95	4,13
22	1,46	2,55	2,56	4,15	1,89	3,01	2,65	3,79
23	1,25	2,23	2,24	3,74	1,64	2,69	2,32	3,38
24	1	1,89	1,89	3,28	1,35	2,33	1,97	2,95

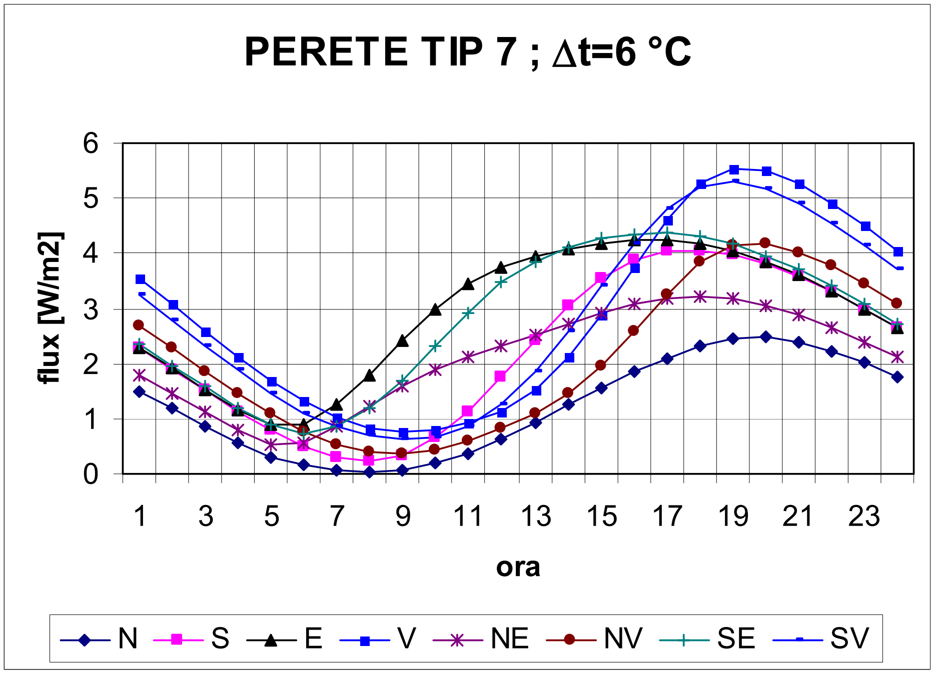


Nomograma 5.25 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 7, Δt= 4 ºC

Tip perete: 7 ***Tabelul 5.33***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 6 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	1,49	2,28	2,29	3,56	1,79	2,69	2,36	3,25
2	1,18	1,9	1,91	3,07	1,46	2,28	1,97	2,79
3	0,87	1,52	1,53	2,59	1,12	1,87	1,58	2,33
4	0,55	1,14	1,15	2,11	0,78	1,46	1,2	1,88
5	0,3	0,8	0,88	1,68	0,54	1,09	0,88	1,46
6	0,16	0,51	0,91	1,31	0,58	0,77	0,74	1,11
7	0,08	0,3	1,25	1,02	0,85	0,54	0,85	0,85
8	0,04	0,22	1,79	0,84	1,23	0,4	1,19	0,68
9	0,07	0,33	2,41	0,77	1,6	0,36	1,7	0,62
10	0,19	0,65	2,99	0,8	1,89	0,43	2,31	0,66
11	0,38	1,14	3,46	0,92	2,11	0,59	2,93	0,85
12	0,64	1,75	3,75	1,12	2,32	0,82	3,47	1,25
13	0,94	2,41	3,94	1,52	2,52	1,11	3,86	1,85
14	1,26	3,04	4,08	2,12	2,73	1,47	4,11	2,6
15	1,57	3,54	4,19	2,9	2,92	1,97	4,27	3,41
16	1,84	3,87	4,24	3,76	3,08	2,58	4,35	4,17
17	2,09	4,03	4,25	4,6	3,17	3,24	4,36	4,8
18	2,33	4,06	4,19	5,26	3,21	3,84	4,3	5,19
19	2,46	3,99	4,06	5,54	3,17	4,14	4,17	5,29
20	2,47	3,82	3,86	5,49	3,05	4,17	3,96	5,16
21	2,38	3,59	3,61	5,26	2,88	4,02	3,71	4,9
22	2,23	3,31	3,32	4,92	2,66	3,77	3,41	4,55
23	2,02	2,99	3	4,5	2,4	3,45	3,09	4,15
24	1,77	2,65	2,66	4,04	2,11	3,09	2,73	3,71

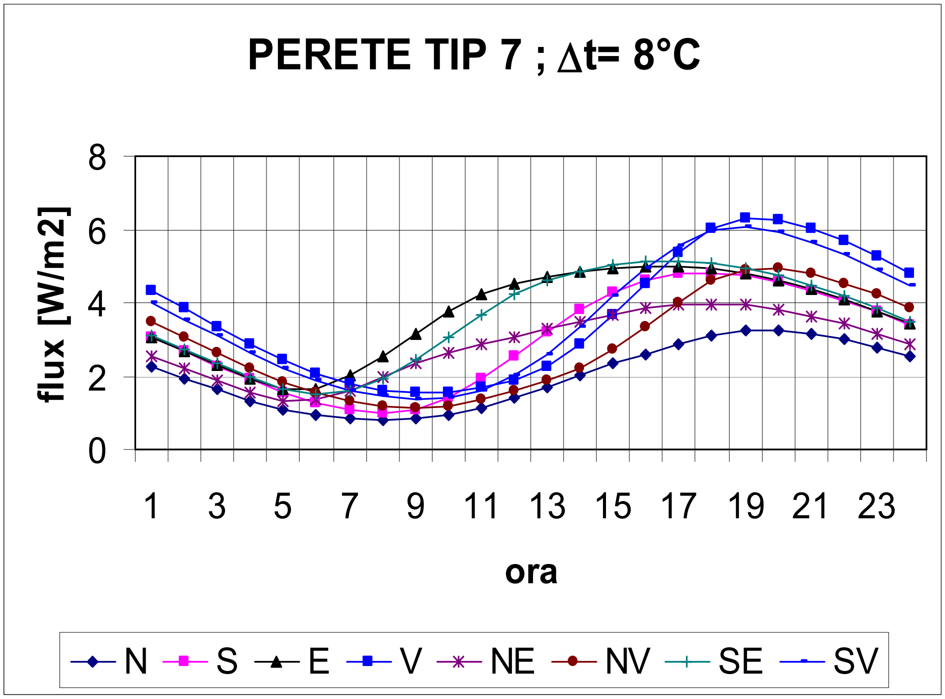


Nomograma 5.26 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 7, Δt= 6 ºC

Tip perete: 7 ***Tabelul 5.34***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 8 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,25	3,04	3,05	4,33	2,55	3,46	3,12	4,02
2	1,94	2,67	2,67	3,84	2,22	3,05	2,73	3,55
3	1,63	2,28	2,29	3,35	1,88	2,63	2,34	3,09
4	1,31	1,91	1,91	2,87	1,54	2,22	1,96	2,64
5	1,06	1,56	1,64	2,44	1,3	1,85	1,64	2,23
6	0,92	1,27	1,67	2,07	1,35	1,53	1,5	1,88
7	0,84	1,06	2,01	1,79	1,62	1,3	1,62	1,61
8	0,81	0,98	2,55	1,6	1,99	1,16	1,95	1,44
9	0,84	1,09	3,17	1,53	2,36	1,13	2,47	1,38
10	0,95	1,41	3,75	1,56	2,65	1,19	3,07	1,43
11	1,14	1,91	4,23	1,68	2,87	1,35	3,69	1,62
12	1,4	2,52	4,51	1,89	3,08	1,58	4,23	2,01
13	1,7	3,18	4,7	2,28	3,29	1,87	4,62	2,61
14	2,02	3,8	4,85	2,88	3,49	2,23	4,87	3,36
15	2,33	4,3	4,95	3,66	3,68	2,73	5,03	4,17
16	2,6	4,63	5,01	4,53	3,84	3,34	5,12	4,94
17	2,85	4,79	5,01	5,37	3,94	4,01	5,13	5,56
18	3,09	4,82	4,95	6,02	3,97	4,6	5,07	5,96
19	3,23	4,75	4,82	6,3	3,93	4,9	4,93	6,05
20	3,23	4,58	4,62	6,26	3,81	4,93	4,73	5,92
21	3,14	4,35	4,37	6,02	3,64	4,79	4,47	5,66
22	2,99	4,07	4,09	5,68	3,42	4,54	4,18	5,31
23	2,78	3,75	3,77	5,26	3,16	4,22	3,85	4,91
24	2,53	3,41	3,42	4,81	2,87	3,85	3,49	4,47

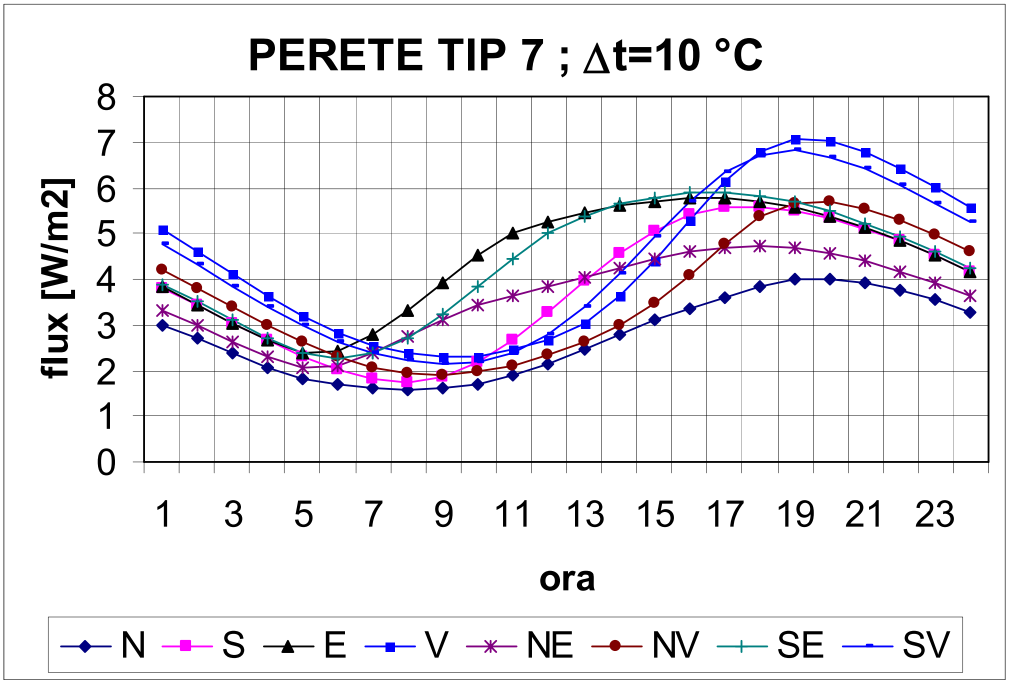


Nomograma 5.27 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 7, Δt= 8 ºC

Tip perete: 7 ***Tabelul 5.35***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,01	3,81	3,82	5,09	3,32	4,22	3,88	4,78
2	2,71	3,43	3,44	4,6	2,98	3,81	3,5	4,31
3	2,39	3,05	3,05	4,11	2,64	3,39	3,11	3,85
4	2,08	2,67	2,68	3,64	2,3	2,98	2,72	3,4
5	1,82	2,32	2,4	3,2	2,07	2,61	2,4	2,99
6	1,68	2,04	2,44	2,83	2,11	2,3	2,27	2,64
7	1,61	1,83	2,78	2,55	2,38	2,06	2,38	2,37
8	1,57	1,74	3,31	2,37	2,75	1,92	2,72	2,21
9	1,6	1,85	3,93	2,29	3,12	1,89	3,23	2,15
10	1,71	2,17	4,52	2,32	3,42	1,96	3,83	2,19
11	1,9	2,67	4,99	2,45	3,64	2,11	4,45	2,38
12	2,16	3,28	5,27	2,65	3,84	2,35	4,99	2,77
13	2,47	3,94	5,46	3,04	4,05	2,63	5,38	3,38
14	2,79	4,56	5,61	3,65	4,26	2,99	5,64	4,12
15	3,1	5,07	5,71	4,42	4,45	3,49	5,79	4,93
16	3,36	5,4	5,77	5,29	4,6	4,1	5,88	5,7
17	3,61	5,56	5,77	6,13	4,7	4,77	5,89	6,33
18	3,85	5,59	5,71	6,78	4,73	5,36	5,83	6,72
19	3,99	5,51	5,58	7,06	4,69	5,67	5,69	6,81
20	3,99	5,34	5,38	7,02	4,57	5,69	5,49	6,68
21	3,91	5,11	5,14	6,79	4,4	5,55	5,23	6,42
22	3,75	4,83	4,85	6,44	4,18	5,3	4,94	6,07
23	3,54	4,52	4,53	6,03	3,92	4,98	4,61	5,67
24	3,29	4,17	4,18	5,57	3,63	4,61	4,26	5,24

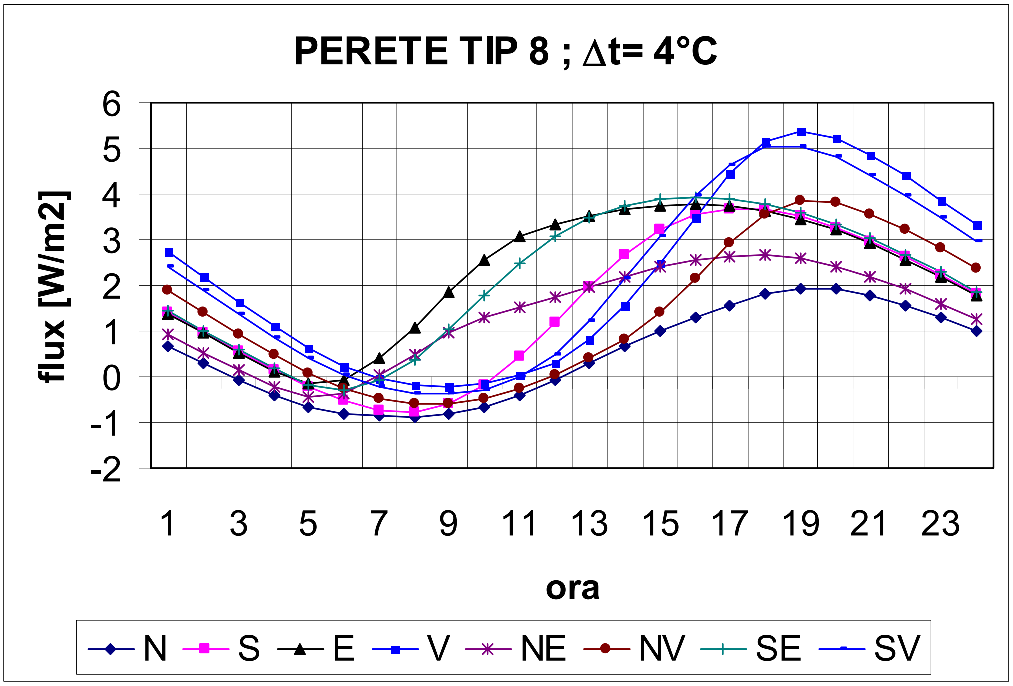


Nomograma 5.28 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 7, Δt= 10 ºC

Tip perete: 8 ***Tabelul 5.36***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 4 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	0,66	1,41	1,37	2,75	0,91	1,89	1,45	2,41
2	0,3	0,98	0,95	2,18	0,53	1,41	1,01	1,88
3	-0,06	0,55	0,53	1,63	0,15	0,93	0,58	1,36
4	-0,41	0,13	0,12	1,1	-0,22	0,48	0,17	0,86
5	-0,68	-0,24	-0,16	0,63	-0,46	0,07	-0,17	0,41
6	-0,81	-0,53	-0,06	0,24	-0,36	-0,26	-0,28	0,05
7	-0,86	-0,74	0,41	-0,04	0,02	-0,49	-0,08	-0,21
8	-0,88	-0,78	1,09	-0,2	0,49	-0,61	0,37	-0,36
9	-0,81	-0,6	1,85	-0,24	0,95	-0,6	1,02	-0,38
10	-0,65	-0,18	2,54	-0,15	1,29	-0,48	1,76	-0,28
11	-0,41	0,45	3,06	0,04	1,53	-0,26	2,48	-0,01
12	-0,09	1,19	3,35	0,31	1,75	0,04	3,09	0,5
13	0,28	1,96	3,52	0,81	1,97	0,39	3,5	1,24
14	0,65	2,67	3,65	1,55	2,2	0,83	3,75	2,14
15	1	3,23	3,73	2,48	2,4	1,42	3,88	3,08
16	1,3	3,55	3,77	3,49	2,55	2,14	3,93	3,95
17	1,56	3,68	3,74	4,44	2,64	2,91	3,9	4,63
18	1,82	3,65	3,64	5,15	2,65	3,56	3,79	5,02
19	1,94	3,51	3,46	5,38	2,58	3,85	3,6	5,04
20	1,91	3,27	3,21	5,23	2,42	3,8	3,34	4,8
21	1,77	2,96	2,91	4,87	2,19	3,57	3,02	4,42
22	1,56	2,62	2,56	4,4	1,92	3,22	2,67	3,97
23	1,3	2,23	2,19	3,87	1,61	2,81	2,28	3,47
24	0,99	1,83	1,79	3,32	1,27	2,36	1,87	2,95

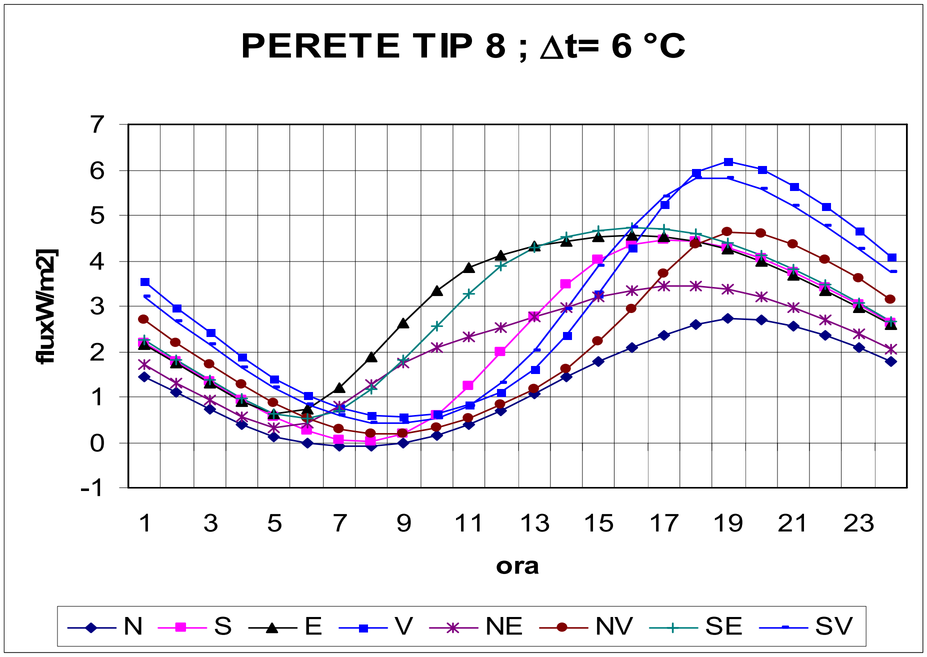


Nomograma 5.29 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 8, Δt= 4 ºC

Tip perete: 8 ***Tabelul 5.37***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 6 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	1,45	2,2	2,16	3,54	1,7	2,68	2,24	3,2
2	1,09	1,77	1,74	2,97	1,32	2,2	1,8	2,67
3	0,73	1,34	1,32	2,42	0,94	1,72	1,37	2,15
4	0,38	0,92	0,9	1,89	0,57	1,27	0,96	1,65
5	0,11	0,55	0,63	1,42	0,33	0,86	0,62	1,2
6	-0,02	0,25	0,73	1,03	0,43	0,53	0,51	0,84
7	-0,08	0,05	1,2	0,75	0,8	0,3	0,71	0,58
8	-0,09	0,01	1,88	0,59	1,28	0,18	1,16	0,43
9	-0,02	0,19	2,64	0,55	1,74	0,19	1,81	0,41
10	0,14	0,61	3,33	0,64	2,07	0,31	2,55	0,51
11	0,38	1,24	3,85	0,83	2,31	0,53	3,27	0,78
12	0,7	1,98	4,13	1,1	2,53	0,83	3,88	1,29
13	1,07	2,75	4,31	1,6	2,76	1,18	4,29	2,03
14	1,44	3,46	4,44	2,34	2,98	1,62	4,54	2,93
15	1,79	4,01	4,52	3,27	3,19	2,21	4,67	3,87
16	2,08	4,34	4,56	4,28	3,34	2,93	4,72	4,74
17	2,35	4,47	4,53	5,23	3,43	3,7	4,69	5,42
18	2,61	4,44	4,43	5,94	3,44	4,35	4,58	5,81
19	2,73	4,3	4,25	6,17	3,37	4,64	4,39	5,83
20	2,7	4,05	4	6,01	3,2	4,59	4,13	5,59
21	2,56	3,75	3,69	5,66	2,98	4,36	3,81	5,21
22	2,35	3,4	3,35	5,19	2,71	4,01	3,46	4,76
23	2,09	3,02	2,98	4,66	2,4	3,6	3,07	4,26
24	1,78	2,62	2,58	4,1	2,06	3,15	2,66	3,73

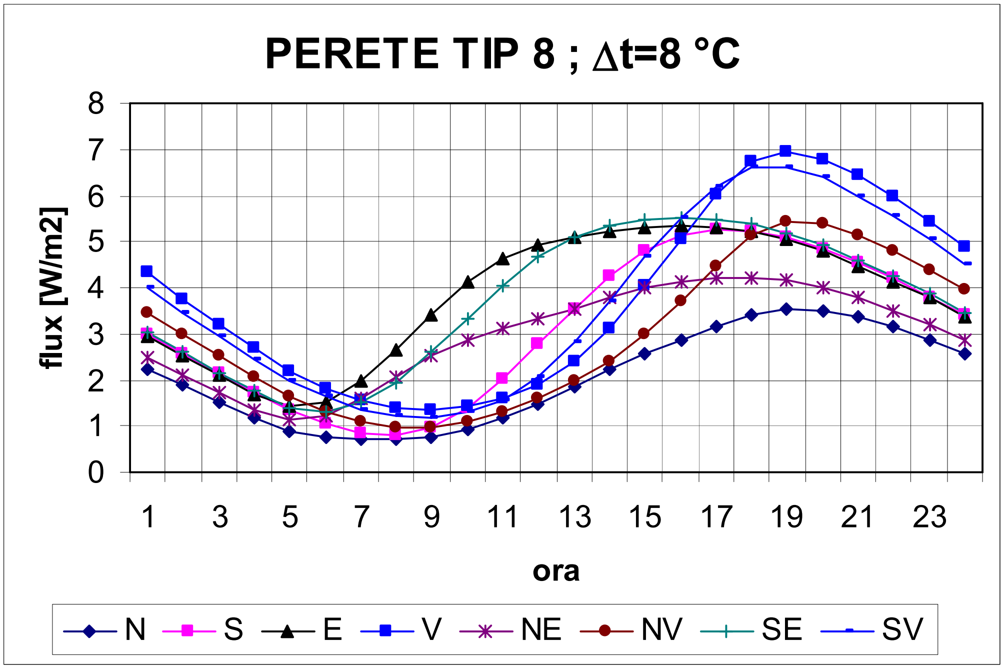


Nomograma 5.30 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 8, Δt= 6 ºC

Tip perete: 8 ***Tabelul 5.38***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 8 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,23	2,99	2,95	4,32	2,49	3,46	3,03	3,99
2	1,88	2,56	2,53	3,76	2,11	2,99	2,59	3,46
3	1,52	2,13	2,1	3,21	1,73	2,51	2,16	2,94
4	1,17	1,71	1,69	2,68	1,35	2,06	1,75	2,44
5	0,9	1,34	1,42	2,21	1,12	1,65	1,41	1,99
6	0,77	1,04	1,52	1,82	1,22	1,32	1,3	1,63
7	0,71	0,84	1,99	1,54	1,59	1,09	1,5	1,36
8	0,7	0,8	2,67	1,38	2,07	0,97	1,95	1,22
9	0,77	0,98	3,43	1,34	2,53	0,98	2,6	1,2
10	0,93	1,4	4,11	1,43	2,86	1,1	3,33	1,3
11	1,17	2,03	4,64	1,62	3,1	1,32	4,06	1,57
12	1,49	2,77	4,92	1,89	3,32	1,62	4,67	2,08
13	1,85	3,54	5,1	2,39	3,55	1,97	5,08	2,82
14	2,23	4,25	5,23	3,13	3,77	2,41	5,33	3,72
15	2,58	4,8	5,31	4,06	3,98	3	5,46	4,66
16	2,87	5,13	5,34	5,06	4,13	3,72	5,51	5,53
17	3,14	5,25	5,32	6,02	4,22	4,48	5,48	6,21
18	3,4	5,23	5,22	6,72	4,23	5,14	5,37	6,59
19	3,52	5,09	5,04	6,96	4,16	5,43	5,18	6,62
20	3,49	4,84	4,79	6,8	3,99	5,38	4,92	6,38
21	3,35	4,54	4,48	6,45	3,77	5,14	4,6	6
22	3,14	4,19	4,14	5,98	3,5	4,8	4,24	5,55
23	2,87	3,81	3,77	5,45	3,19	4,39	3,86	5,05
24	2,57	3,41	3,37	4,89	2,85	3,94	3,45	4,52

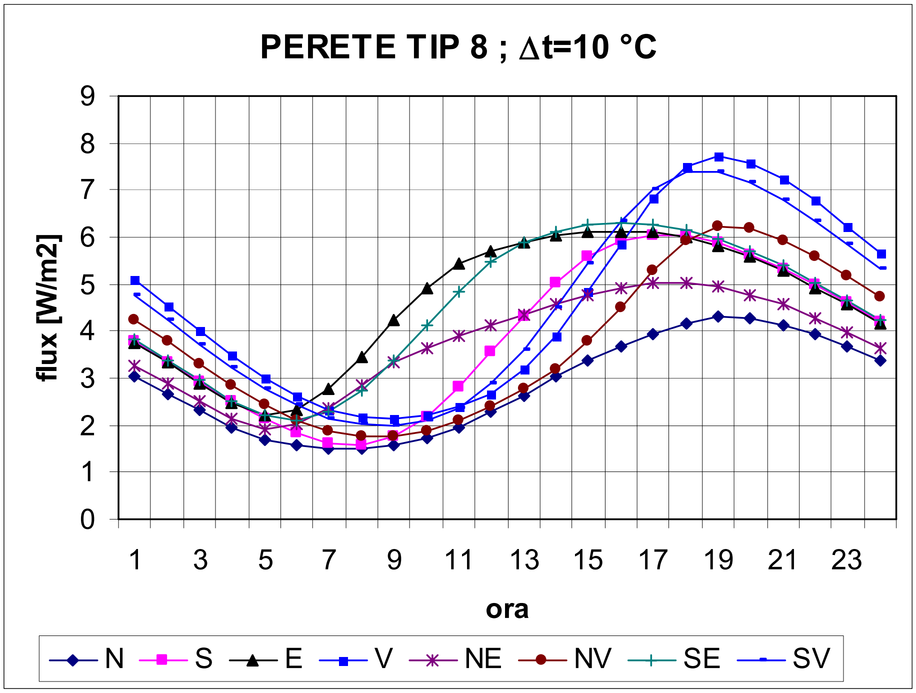


Nomograma 5.31 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 8, Δt= 8 ºC

Tip perete: 8 ***Tabelul 5.39***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,02	3,78	3,74	5,11	3,28	4,25	3,81	4,78
2	2,67	3,34	3,32	4,55	2,9	3,78	3,38	4,25
3	2,31	2,92	2,89	4	2,52	3,3	2,95	3,72
4	1,96	2,5	2,48	3,47	2,14	2,85	2,53	3,23
5	1,68	2,13	2,21	3	1,91	2,44	2,2	2,78
6	1,56	1,83	2,31	2,61	2,01	2,11	2,09	2,42
7	1,5	1,63	2,78	2,33	2,38	1,88	2,29	2,15
8	1,49	1,58	3,46	2,17	2,86	1,76	2,74	2,01
9	1,56	1,77	4,22	2,13	3,32	1,76	3,39	1,99
10	1,71	2,19	4,9	2,22	3,65	1,89	4,12	2,09
11	1,96	2,82	5,43	2,41	3,89	2,11	4,85	2,36
12	2,28	3,56	5,71	2,68	4,11	2,41	5,46	2,87
13	2,64	4,33	5,89	3,18	4,34	2,76	5,87	3,61
14	3,02	5,04	6,02	3,91	4,56	3,2	6,11	4,51
15	3,37	5,59	6,1	4,85	4,77	3,79	6,25	5,45
16	3,66	5,92	6,13	5,85	4,92	4,5	6,3	6,32
17	3,93	6,04	6,1	6,81	5,01	5,27	6,27	7
18	4,18	6,02	6	7,51	5,02	5,93	6,16	7,38
19	4,31	5,87	5,83	7,74	4,94	6,22	5,97	7,4
20	4,28	5,63	5,58	7,59	4,78	6,17	5,71	7,17
21	4,14	5,33	5,27	7,24	4,56	5,93	5,39	6,79
22	3,93	4,98	4,93	6,77	4,29	5,59	5,03	6,34
23	3,66	4,6	4,56	6,24	3,98	5,17	4,65	5,84
24	3,36	4,2	4,16	5,68	3,64	4,72	4,24	5,31

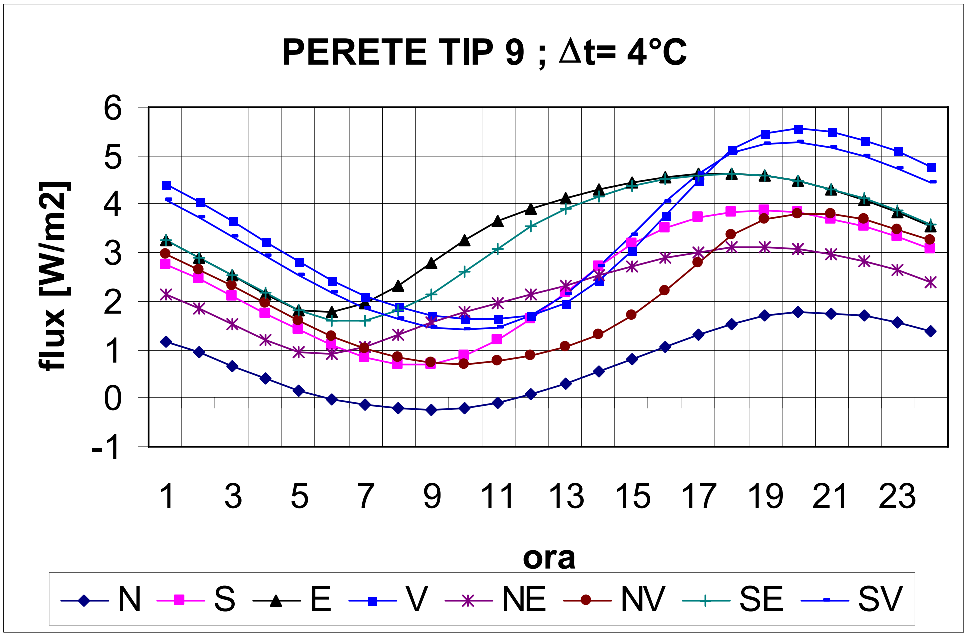


Nomograma 5.32 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 8, Δt= 10 ºC

Tip perete: 9 ***Tabelul 5.40***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 4 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	1,18	2,77	3,24	4,43	2,13	2,97	3,25	4,1
2	0,94	2,45	2,89	4,04	1,84	2,65	2,9	3,72
3	0,67	2,11	2,52	3,64	1,52	2,31	2,54	3,33
4	0,39	1,75	2,14	3,22	1,19	1,96	2,16	2,92
5	0,14	1,41	1,83	2,81	0,94	1,61	1,81	2,53
6	-0,02	1,1	1,77	2,44	0,9	1,29	1,61	2,16
7	-0,14	0,84	1,96	2,12	1,05	1,03	1,61	1,86
8	-0,22	0,68	2,32	1,87	1,3	0,84	1,8	1,62
9	-0,25	0,68	2,78	1,71	1,57	0,73	2,15	1,47
10	-0,21	0,86	3,24	1,63	1,79	0,7	2,6	1,41
11	-0,1	1,2	3,64	1,64	1,96	0,76	3,09	1,47
12	0,07	1,65	3,91	1,72	2,14	0,88	3,54	1,71
13	0,3	2,18	4,11	1,97	2,33	1,06	3,9	2,14
14	0,56	2,71	4,29	2,42	2,52	1,32	4,17	2,72
15	0,82	3,17	4,44	3,03	2,72	1,71	4,37	3,38
16	1,06	3,51	4,55	3,75	2,89	2,22	4,51	4,05
17	1,3	3,73	4,62	4,49	3,02	2,8	4,6	4,64
18	1,54	3,84	4,63	5,12	3,1	3,35	4,63	5,07
19	1,71	3,87	4,59	5,46	3,12	3,68	4,59	5,26
20	1,78	3,82	4,47	5,56	3,07	3,81	4,48	5,28
21	1,76	3,7	4,31	5,5	2,97	3,79	4,32	5,18
22	1,69	3,53	4,1	5,33	2,82	3,68	4,11	4,99
23	1,56	3,32	3,85	5,08	2,63	3,49	3,86	4,74
24	1,39	3,06	3,56	4,77	2,4	3,26	3,57	4,44

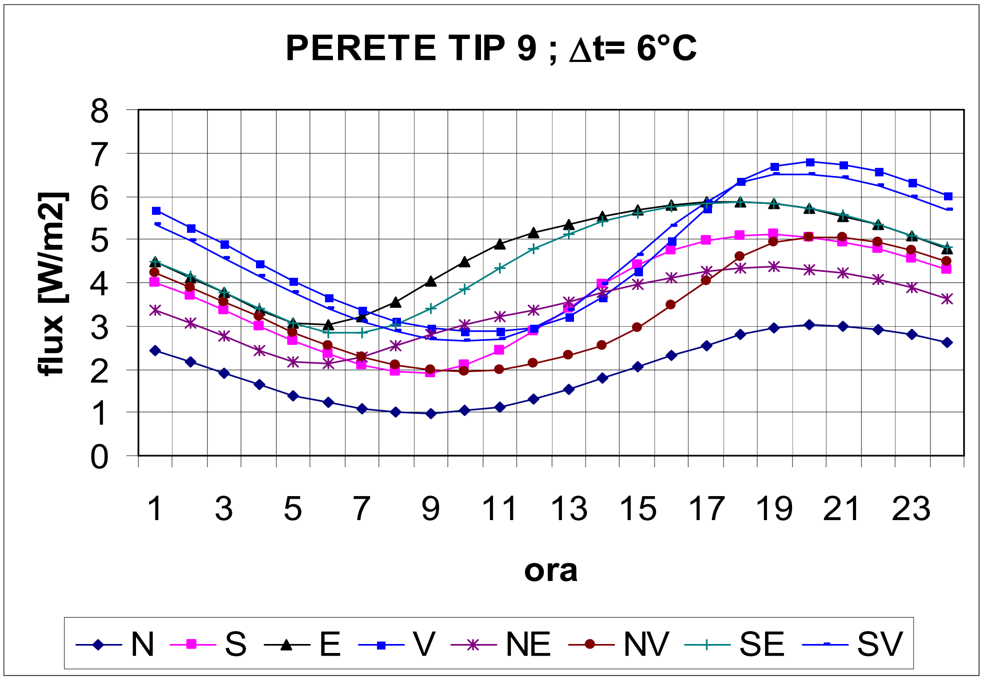


Nomograma 5.33 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 9, Δt= 4 ºC

Tip perete: 9 ***Tabelul 5.41***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 6 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,42	4,01	4,48	5,67	3,37	4,21	4,49	5,34
2	2,18	3,69	4,13	5,28	3,08	3,9	4,15	4,96
3	1,91	3,35	3,76	4,88	2,76	3,55	3,78	4,57
4	1,63	2,99	3,38	4,46	2,44	3,2	3,4	4,16
5	1,38	2,65	3,07	4,05	2,18	2,85	3,06	3,77
6	1,22	2,34	3,01	3,68	2,14	2,54	2,85	3,41
7	1,1	2,08	3,2	3,36	2,29	2,27	2,85	3,1
8	1,02	1,93	3,56	3,12	2,54	2,08	3,04	2,86
9	0,99	1,92	4,02	2,95	2,81	1,97	3,39	2,71
10	1,03	2,1	4,48	2,88	3,03	1,94	3,84	2,65
11	1,14	2,44	4,88	2,88	3,2	2	4,33	2,71
12	1,31	2,89	5,15	2,96	3,38	2,12	4,78	2,95
13	1,54	3,42	5,35	3,21	3,57	2,3	5,14	3,38
14	1,8	3,95	5,53	3,66	3,77	2,56	5,41	3,96
15	2,06	4,41	5,68	4,27	3,96	2,95	5,61	4,63
16	2,3	4,75	5,79	4,99	4,13	3,46	5,76	5,29
17	2,54	4,97	5,86	5,73	4,26	4,04	5,84	5,88
18	2,79	5,08	5,88	6,36	4,34	4,59	5,87	6,31
19	2,95	5,11	5,83	6,71	4,36	4,92	5,83	6,5
20	3,02	5,06	5,72	6,8	4,31	5,05	5,72	6,52
21	3	4,94	5,55	6,74	4,21	5,03	5,56	6,42
22	2,93	4,77	5,34	6,57	4,06	4,92	5,35	6,23
23	2,81	4,56	5,09	6,32	3,87	4,74	5,1	5,98
24	2,63	4,3	4,8	6,02	3,64	4,5	4,82	5,68

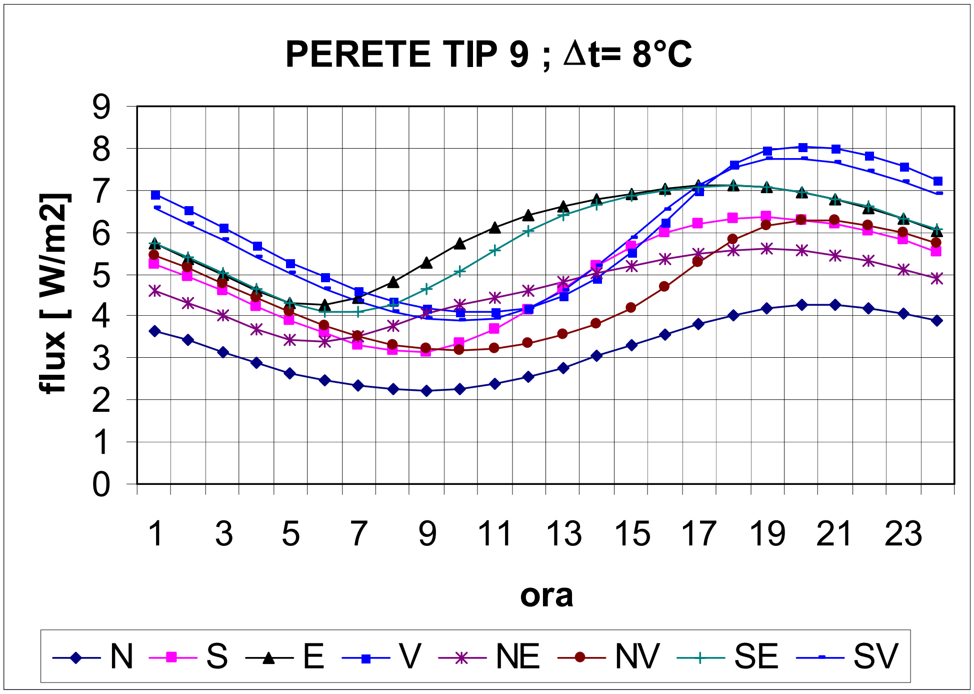


Nomograma 5.34 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 9, Δt= 6 ºC

Tip perete: 9 ***Tabelul 5.42***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 8 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,66	5,25	5,72	6,91	4,62	5,45	5,73	6,58
2	3,42	4,93	5,37	6,52	4,32	5,14	5,39	6,21
3	3,15	4,59	5	6,12	4,01	4,79	5,02	5,81
4	2,87	4,23	4,62	5,7	3,68	4,44	4,64	5,4
5	2,62	3,89	4,32	5,29	3,42	4,09	4,3	5,01
6	2,46	3,58	4,25	4,92	3,38	3,78	4,09	4,65
7	2,34	3,32	4,44	4,6	3,53	3,51	4,09	4,34
8	2,26	3,17	4,8	4,36	3,78	3,32	4,28	4,11
9	2,23	3,16	5,26	4,19	4,05	3,21	4,63	3,95
10	2,27	3,34	5,73	4,12	4,27	3,18	5,08	3,89
11	2,38	3,68	6,12	4,12	4,44	3,24	5,57	3,95
12	2,56	4,14	6,39	4,2	4,62	3,36	6,02	4,19
13	2,78	4,66	6,6	4,46	4,81	3,54	6,39	4,62
14	3,04	5,19	6,77	4,9	5,01	3,81	6,65	5,2
15	3,3	5,65	6,92	5,51	5,2	4,2	6,85	5,87
16	3,55	5,99	7,03	6,23	5,37	4,7	7	6,53
17	3,79	6,21	7,1	6,97	5,5	5,28	7,08	7,12
18	4,03	6,32	7,12	7,6	5,58	5,83	7,11	7,55
19	4,19	6,35	7,07	7,95	5,6	6,17	7,07	7,75
20	4,26	6,3	6,96	8,04	5,55	6,29	6,96	7,76
21	4,25	6,18	6,79	7,98	5,45	6,27	6,8	7,66
22	4,17	6,01	6,58	7,81	5,3	6,16	6,6	7,47
23	4,05	5,8	6,33	7,56	5,11	5,98	6,34	7,22
24	3,88	5,54	6,04	7,26	4,88	5,74	6,06	6,92

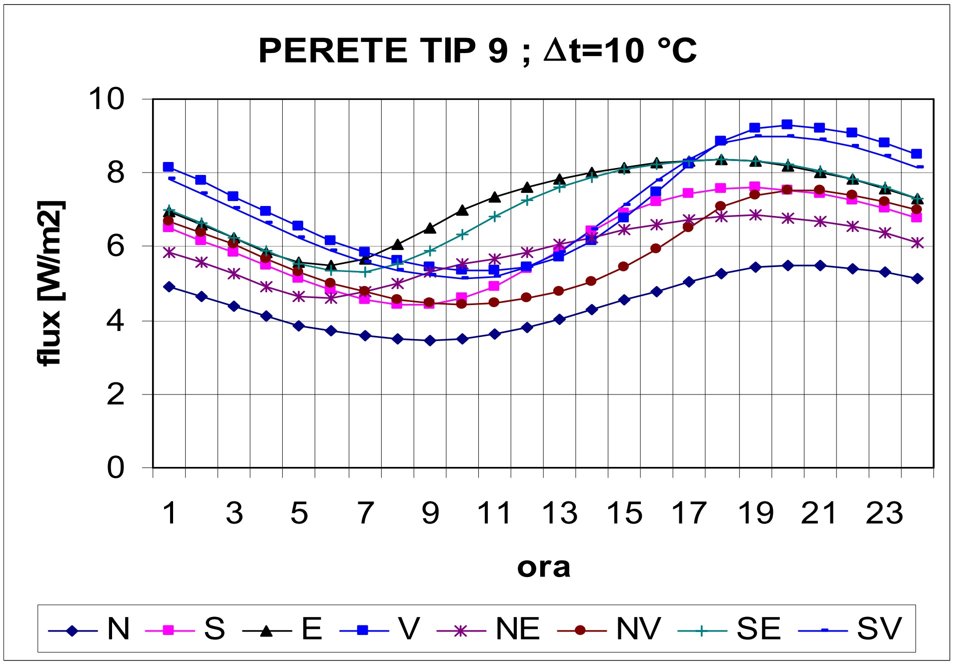


Nomograma 5.35 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 9, Δt= 8 ºC

Tip perete: 9 ***Tabelul 5.43***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 10 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	4,91	6,49	6,96	8,15	5,86	6,7	6,98	7,82
2	4,66	6,17	6,61	7,77	5,56	6,38	6,63	7,45
3	4,39	5,83	6,24	7,36	5,25	6,04	6,26	7,05
4	4,11	5,48	5,86	6,94	4,92	5,68	5,88	6,64
5	3,87	5,13	5,56	6,53	4,66	5,33	5,54	6,25
6	3,7	4,82	5,49	6,16	4,62	5,02	5,34	5,89
7	3,59	4,56	5,68	5,84	4,77	4,76	5,33	5,58
8	3,5	4,41	6,04	5,6	5,02	4,56	5,52	5,35
9	3,47	4,41	6,5	5,43	5,29	4,45	5,87	5,2
10	3,51	4,58	6,97	5,36	5,51	4,42	6,32	5,13
11	3,62	4,92	7,36	5,37	5,68	4,48	6,81	5,19
12	3,8	5,38	7,63	5,45	5,86	4,6	7,27	5,43
13	4,02	5,9	7,84	5,7	6,05	4,78	7,63	5,86
14	4,28	6,43	8,01	6,14	6,25	5,05	7,89	6,44
15	4,54	6,89	8,16	6,75	6,44	5,44	8,09	7,11
16	4,79	7,23	8,28	7,48	6,61	5,94	8,24	7,78
17	5,03	7,45	8,34	8,22	6,74	6,52	8,33	8,37
18	5,27	7,57	8,36	8,84	6,82	7,07	8,35	8,79
19	5,44	7,59	8,31	9,19	6,84	7,41	8,31	8,99
20	5,5	7,54	8,2	9,28	6,79	7,53	8,21	9
21	5,49	7,42	8,03	9,22	6,69	7,51	8,04	8,9
22	5,41	7,25	7,82	9,05	6,55	7,4	7,84	8,71
23	5,29	7,04	7,57	8,8	6,35	7,22	7,59	8,46
24	5,12	6,78	7,28	8,5	6,12	6,98	7,3	8,16

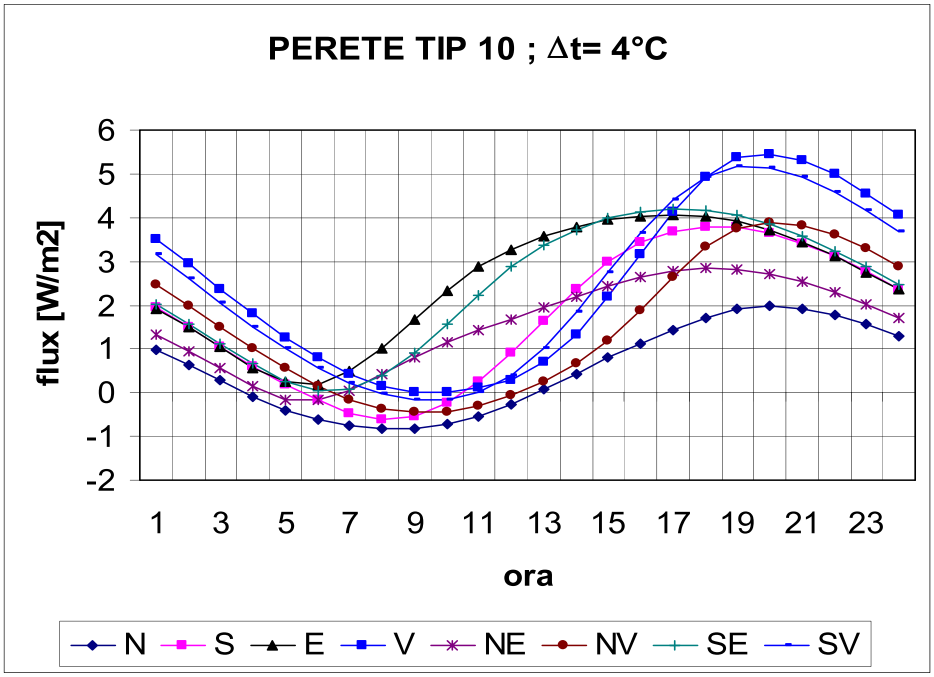


Nomograma 5.36 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 9, Δt= 10 ºC

Tip perete: 10 ***Tabelul 5.44***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 4 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	0,98	1,95	1,93	3,52	1,34	2,46	2,02	3,15
2	0,63	1,51	1,49	2,95	0,95	1,98	1,57	2,6
3	0,27	1,05	1,04	2,37	0,55	1,5	1,11	2,05
4	-0,11	0,6	0,58	1,8	0,15	1,01	0,65	1,51
5	-0,42	0,18	0,24	1,27	-0,16	0,55	0,25	1
6	-0,63	-0,18	0,19	0,8	-0,18	0,15	0,04	0,56
7	-0,75	-0,46	0,48	0,42	0,04	-0,16	0,09	0,21
8	-0,83	-0,61	1,01	0,16	0,41	-0,36	0,39	-0,04
9	-0,82	-0,54	1,66	0,02	0,81	-0,45	0,9	-0,16
10	-0,72	-0,25	2,32	0	1,15	-0,43	1,55	-0,16
11	-0,53	0,25	2,89	0,1	1,42	-0,29	2,24	0,01
12	-0,26	0,9	3,28	0,3	1,68	-0,05	2,88	0,4
13	0,07	1,64	3,56	0,7	1,94	0,25	3,38	1,03
14	0,43	2,36	3,78	1,34	2,2	0,65	3,73	1,84
15	0,79	2,98	3,94	2,18	2,44	1,19	3,98	2,74
16	1,12	3,43	4,04	3,15	2,63	1,87	4,13	3,63
17	1,43	3,69	4,07	4,12	2,77	2,63	4,19	4,4
18	1,72	3,8	4,03	4,93	2,84	3,33	4,17	4,94
19	1,92	3,78	3,91	5,36	2,82	3,76	4,05	5,16
20	1,97	3,64	3,71	5,45	2,72	3,89	3,84	5,13
21	1,91	3,41	3,44	5,3	2,54	3,82	3,57	4,91
22	1,77	3,12	3,12	4,98	2,31	3,6	3,24	4,58
23	1,56	2,77	2,76	4,56	2,03	3,29	2,87	4,15
24	1,29	2,38	2,36	4,06	1,7	2,9	2,46	3,67

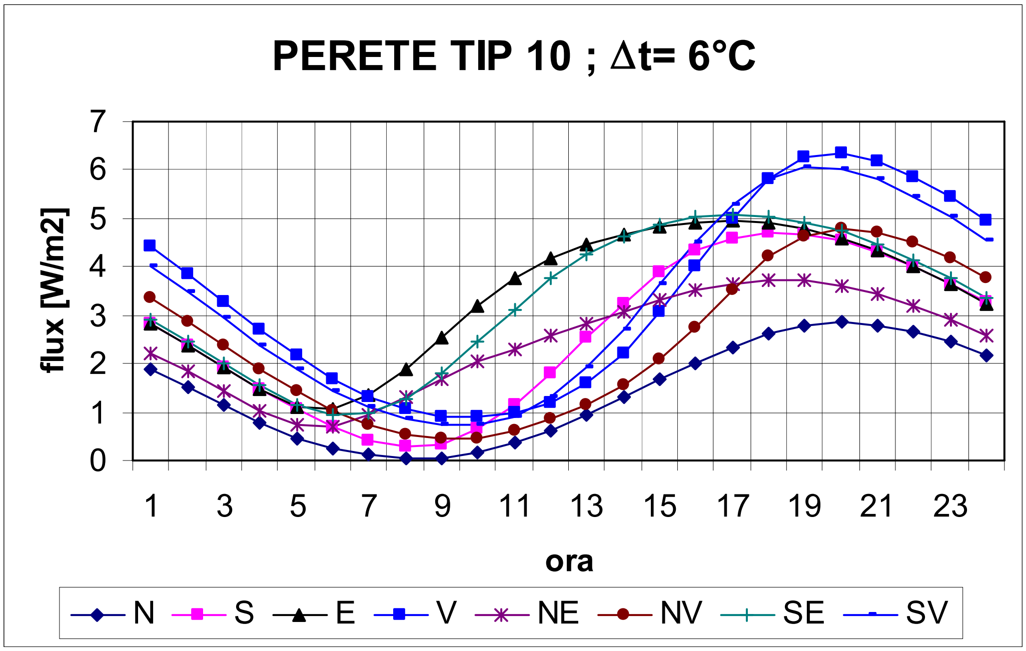


Nomograma 5.37 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 10, Δt= 4 ºC

Tip perete: 10 ***Tabelul 5.45***

Flux de căldură (W/m²) Δt= 6 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	1,87	2,84	2,82	4,41	2,22	3,34	2,91	4,03
2	1,52	2,39	2,38	3,84	1,84	2,87	2,46	3,49
3	1,15	1,94	1,92	3,26	1,44	2,38	2	2,94
4	0,78	1,49	1,47	2,69	1,03	1,9	1,54	2,39
5	0,46	1,07	1,12	2,15	0,73	1,44	1,14	1,89
6	0,26	0,7	1,08	1,69	0,7	1,04	0,93	1,44
7	0,14	0,42	1,37	1,31	0,93	0,73	0,97	1,09
8	0,06	0,28	1,9	1,05	1,29	0,52	1,28	0,85
9	0,06	0,34	2,55	0,91	1,69	0,43	1,79	0,73
10	0,16	0,64	3,21	0,89	2,03	0,46	2,44	0,73
11	0,35	1,14	3,78	0,99	2,31	0,6	3,13	0,89
12	0,63	1,79	4,16	1,18	2,57	0,84	3,77	1,29
13	0,96	2,52	4,45	1,59	2,83	1,14	4,27	1,91
14	1,32	3,25	4,66	2,23	3,08	1,54	4,62	2,72
15	1,68	3,87	4,83	3,07	3,32	2,08	4,87	3,63
16	2,01	4,32	4,93	4,03	3,52	2,76	5,02	4,52
17	2,32	4,58	4,96	5,01	3,66	3,51	5,08	5,29
18	2,61	4,69	4,92	5,82	3,73	4,22	5,05	5,83
19	2,8	4,67	4,8	6,25	3,71	4,64	4,93	6,05
20	2,86	4,53	4,6	6,33	3,61	4,78	4,73	6,02
21	2,8	4,3	4,33	6,18	3,43	4,71	4,45	5,8
22	2,66	4	4,01	5,87	3,2	4,49	4,13	5,46
23	2,45	3,65	3,65	5,45	2,91	4,17	3,75	5,04
24	2,18	3,26	3,25	4,95	2,59	3,78	3,35	4,55

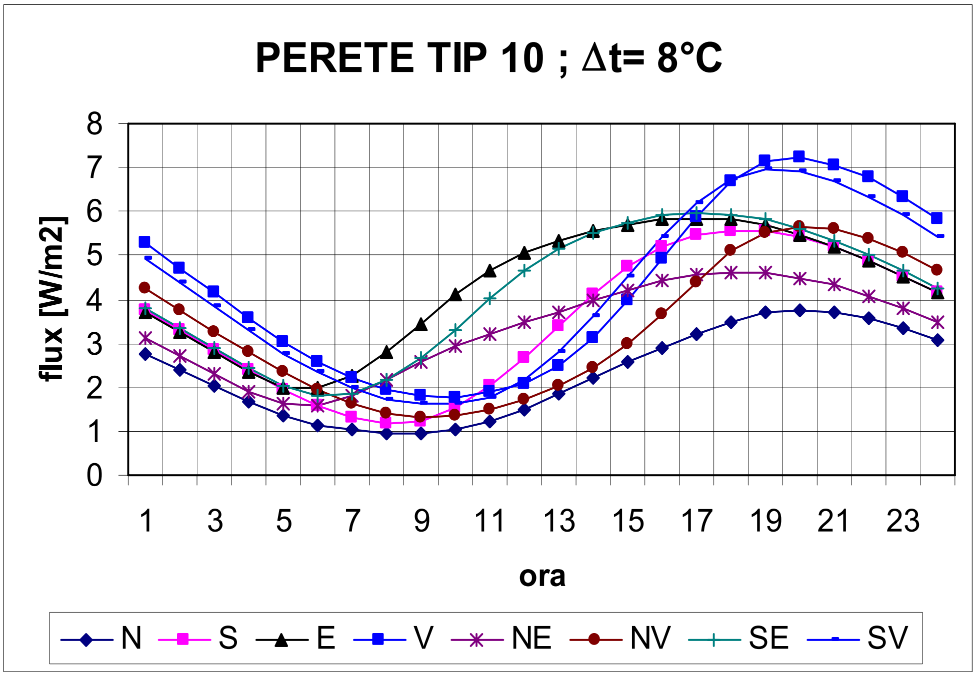


Nomograma 5.38 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 10, Δt= 6 ºC

Tip perete: 10 ***Tabelul 5.46***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 8 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,75	3,73	3,71	5,29	3,11	4,23	3,8	4,92
2	2,41	3,28	3,26	4,72	2,72	3,76	3,34	4,38
3	2,04	2,83	2,81	4,15	2,32	3,27	2,88	3,82
4	1,67	2,38	2,36	3,57	1,92	2,78	2,42	3,28
5	1,35	1,95	2,01	3,04	1,62	2,33	2,02	2,77
6	1,15	1,59	1,97	2,57	1,59	1,93	1,81	2,33
7	1,02	1,31	2,26	2,2	1,82	1,62	1,86	1,98
8	0,95	1,17	2,78	1,94	2,18	1,41	2,16	1,74
9	0,95	1,23	3,44	1,79	2,58	1,32	2,68	1,62
10	1,05	1,52	4,1	1,78	2,92	1,35	3,32	1,62
11	1,24	2,03	4,66	1,88	3,2	1,49	4,02	1,78
12	1,51	2,68	5,05	2,07	3,46	1,72	4,65	2,17
13	1,84	3,41	5,33	2,48	3,72	2,03	5,15	2,8
14	2,21	4,13	5,55	3,11	3,97	2,42	5,51	3,61
15	2,57	4,76	5,71	3,96	4,21	2,97	5,76	4,51
16	2,9	5,2	5,81	4,92	4,41	3,65	5,91	5,41
17	3,21	5,47	5,85	5,89	4,55	4,4	5,97	6,18
18	3,5	5,58	5,81	6,7	4,61	5,1	5,94	6,72
19	3,69	5,55	5,69	7,14	4,6	5,53	5,82	6,94
20	3,74	5,41	5,48	7,22	4,49	5,66	5,61	6,9
21	3,69	5,19	5,22	7,07	4,32	5,59	5,34	6,69
22	3,55	4,89	4,9	6,76	4,09	5,38	5,01	6,35
23	3,34	4,54	4,53	6,33	3,8	5,06	4,64	5,93
24	3,07	4,15	4,14	5,84	3,47	4,67	4,23	5,44

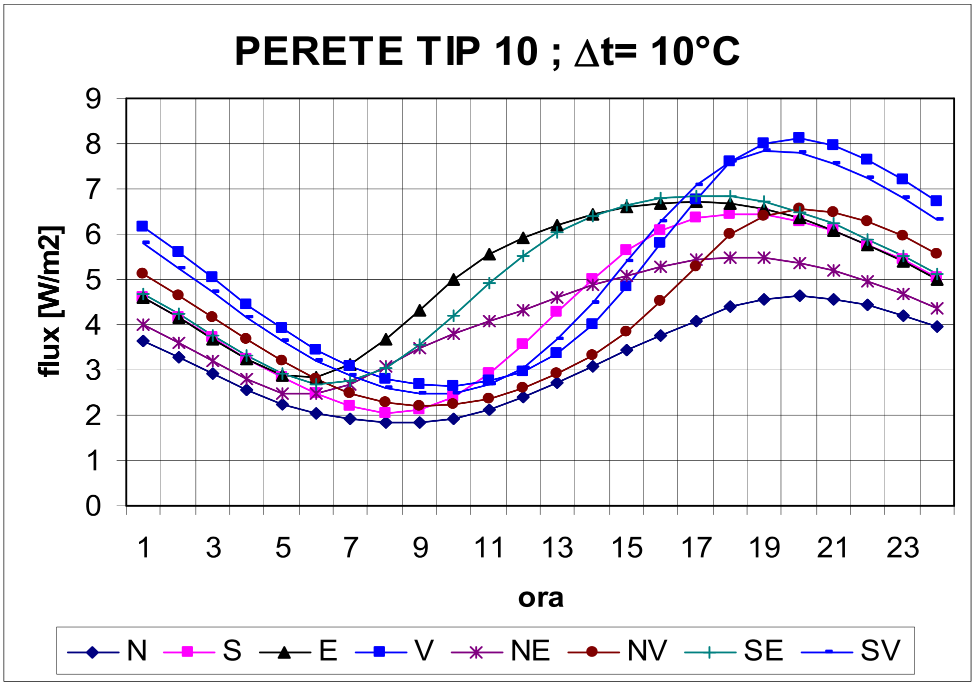


Nomograma 5.39 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 10, Δt= 8 ºC

Tip perete: 10 ***Tabelul 5.47***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,64	4,61	4,6	6,18	4	5,12	4,69	5,81
2	3,29	4,17	4,15	5,61	3,61	4,64	4,23	5,26
3	2,93	3,71	3,7	5,03	3,21	4,16	3,77	4,71
4	2,55	3,26	3,25	4,46	2,81	3,67	3,31	4,17
5	2,24	2,84	2,9	3,93	2,5	3,21	2,91	3,66
6	2,04	2,48	2,86	3,46	2,48	2,82	2,7	3,22
7	1,91	2,2	3,14	3,09	2,7	2,5	2,75	2,87
8	1,83	2,06	3,67	2,82	3,07	2,3	3,05	2,62
9	1,84	2,12	4,32	2,68	3,47	2,21	3,57	2,5
10	1,94	2,41	4,98	2,66	3,81	2,24	4,21	2,5
11	2,13	2,91	5,55	2,76	4,09	2,38	4,9	2,67
12	2,4	3,56	5,94	2,96	4,34	2,61	5,54	3,06
13	2,73	4,3	6,22	3,36	4,6	2,91	6,04	3,69
14	3,1	5,02	6,44	4	4,86	3,31	6,4	4,5
15	3,46	5,64	6,6	4,84	5,1	3,86	6,64	5,4
16	3,78	6,09	6,7	5,81	5,3	4,53	6,79	6,29
17	4,09	6,35	6,74	6,78	5,43	5,29	6,86	7,07
18	4,39	6,46	6,7	7,59	5,5	5,99	6,83	7,6
19	4,58	6,44	6,57	8,02	5,48	6,42	6,71	7,83
20	4,63	6,3	6,37	8,11	5,38	6,55	6,5	7,79
21	4,58	6,07	6,1	7,96	5,21	6,48	6,23	7,58
22	4,43	5,78	5,78	7,64	4,97	6,27	5,9	7,24
23	4,22	5,43	5,42	7,22	4,69	5,95	5,53	6,81
24	3,95	5,04	5,02	6,73	4,36	5,56	5,12	6,33

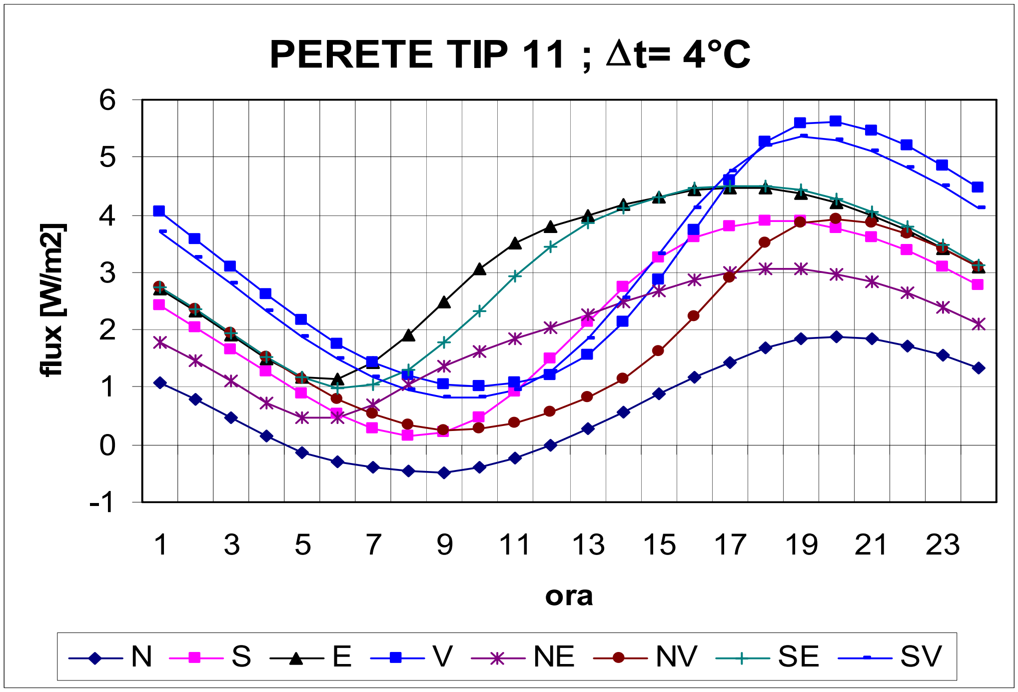


Nomograma 5.40 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 10, Δt= 10 ºC

Tip perete: 11 ***Tabelul 5.48***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 4 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	1,07	2,42	2,71	4,04	1,79	2,73	2,75	3,69
2	0,78	2,05	2,31	3,58	1,45	2,35	2,35	3,25
3	0,46	1,66	1,9	3,1	1,1	1,95	1,94	2,79
4	0,14	1,26	1,48	2,62	0,73	1,54	1,52	2,33
5	-0,13	0,88	1,16	2,17	0,46	1,15	1,16	1,89
6	-0,29	0,55	1,15	1,76	0,47	0,8	0,97	1,5
7	-0,4	0,29	1,44	1,43	0,7	0,53	1,03	1,18
8	-0,47	0,16	1,92	1,19	1,03	0,35	1,31	0,96
9	-0,48	0,21	2,5	1,05	1,37	0,26	1,77	0,83
10	-0,4	0,47	3,06	1,01	1,63	0,27	2,34	0,81
11	-0,24	0,92	3,51	1,07	1,83	0,38	2,93	0,94
12	-0,01	1,49	3,79	1,21	2,03	0,56	3,45	1,27
13	0,27	2,13	4	1,56	2,25	0,81	3,85	1,83
14	0,58	2,74	4,18	2,12	2,47	1,14	4,12	2,54
15	0,88	3,26	4,32	2,87	2,68	1,61	4,32	3,33
16	1,16	3,61	4,42	3,73	2,86	2,22	4,45	4,1
17	1,42	3,81	4,47	4,58	2,99	2,9	4,51	4,76
18	1,68	3,9	4,45	5,27	3,05	3,51	4,5	5,19
19	1,85	3,88	4,37	5,6	3,05	3,85	4,42	5,35
20	1,89	3,77	4,21	5,62	2,96	3,93	4,26	5,29
21	1,84	3,59	3,99	5,47	2,82	3,85	4,04	5,1
22	1,72	3,37	3,73	5,2	2,63	3,66	3,78	4,83
23	1,55	3,09	3,42	4,86	2,39	3,4	3,47	4,49
24	1,33	2,77	3,08	4,47	2,11	3,09	3,13	4,11

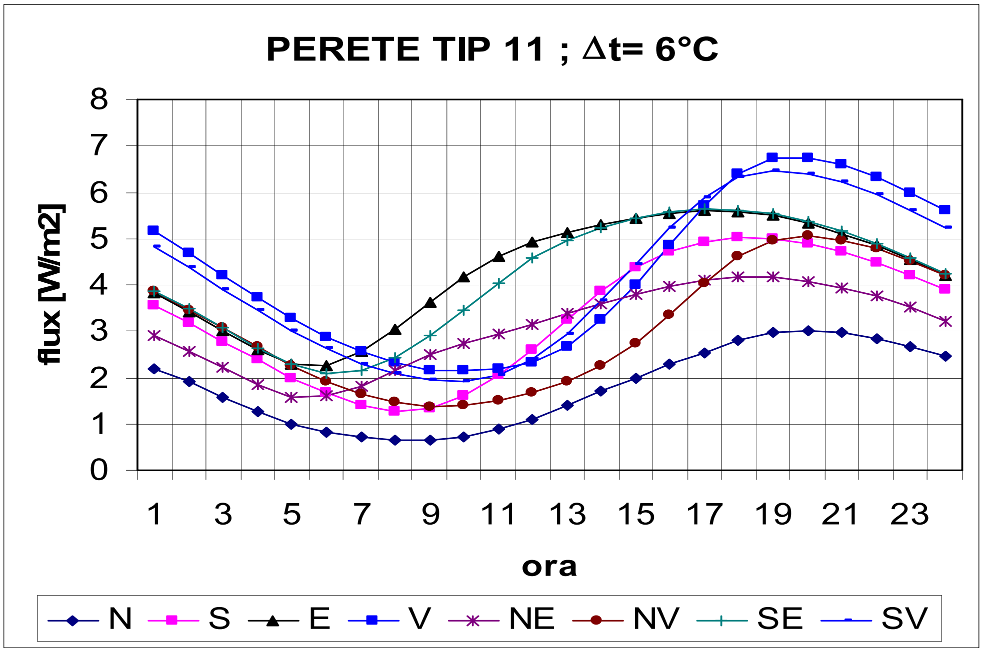


Nomograma 5.41 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 11, Δt= 4 ºC

Tip perete: 11 ***Tabelul 5.49***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 6 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	2,19	3,54	3,83	5,16	2,92	3,85	3,87	4,81
2	1,9	3,17	3,43	4,7	2,57	3,47	3,48	4,37
3	1,58	2,78	3,02	4,22	2,22	3,07	3,06	3,91
4	1,26	2,38	2,6	3,74	1,85	2,66	2,64	3,45
5	0,99	2	2,28	3,29	1,58	2,27	2,28	3,01
6	0,83	1,67	2,27	2,88	1,59	1,93	2,09	2,62
7	0,72	1,41	2,56	2,55	1,82	1,65	2,15	2,3
8	0,65	1,28	3,04	2,31	2,15	1,47	2,43	2,08
9	0,64	1,33	3,62	2,17	2,49	1,38	2,89	1,95
10	0,72	1,59	4,18	2,14	2,75	1,4	3,46	1,93
11	0,88	2,04	4,63	2,19	2,95	1,5	4,05	2,06
12	1,11	2,61	4,91	2,33	3,15	1,68	4,57	2,39
13	1,39	3,25	5,12	2,68	3,37	1,93	4,97	2,95
14	1,7	3,86	5,3	3,24	3,59	2,26	5,24	3,66
15	2	4,38	5,44	3,99	3,8	2,73	5,44	4,45
16	2,28	4,73	5,54	4,85	3,98	3,34	5,57	5,22
17	2,54	4,93	5,59	5,7	4,11	4,02	5,63	5,88
18	2,8	5,02	5,57	6,39	4,17	4,63	5,62	6,31
19	2,97	5	5,49	6,72	4,17	4,97	5,54	6,47
20	3,01	4,89	5,33	6,74	4,08	5,05	5,38	6,41
21	2,96	4,71	5,11	6,59	3,94	4,97	5,16	6,22
22	2,84	4,49	4,85	6,32	3,75	4,78	4,9	5,95
23	2,67	4,21	4,54	5,98	3,51	4,52	4,59	5,61
24	2,45	3,89	4,2	5,59	3,23	4,21	4,25	5,23

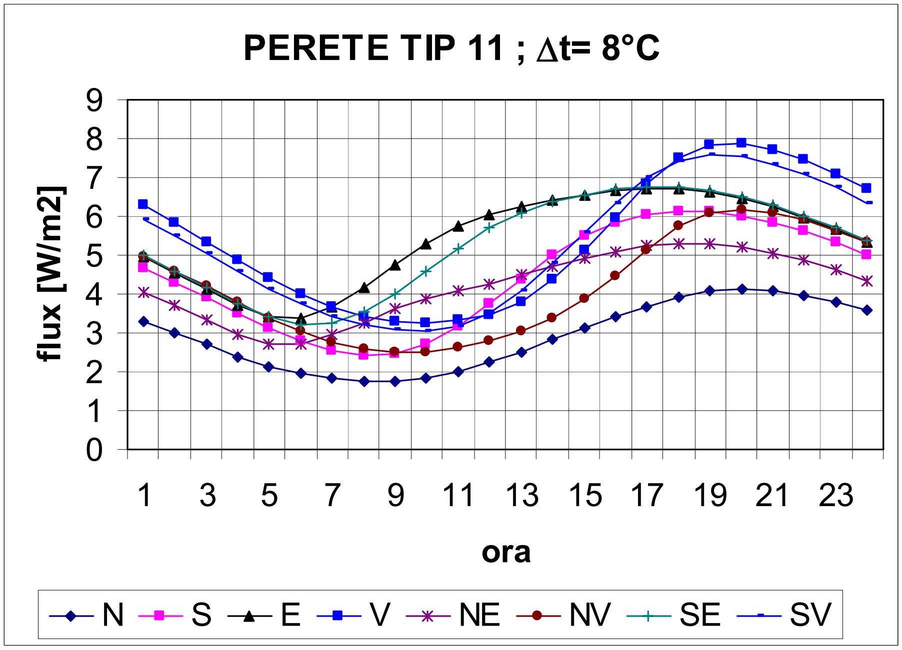


Nomograma 5.42 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 11, Δt= 6 ºC

Tip perete: 11 ***Tabelul 5.50***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 8 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	3,31	4,66	4,95	6,28	4,04	4,97	4,99	5,93
2	3,02	4,29	4,55	5,82	3,7	4,59	4,6	5,49
3	2,7	3,9	4,14	5,34	3,34	4,19	4,18	5,03
4	2,38	3,5	3,72	4,86	2,97	3,78	3,76	4,57
5	2,11	3,12	3,41	4,41	2,7	3,39	3,4	4,13
6	1,95	2,79	3,39	4	2,71	3,05	3,21	3,74
7	1,84	2,53	3,68	3,67	2,94	2,77	3,27	3,42
8	1,77	2,4	4,16	3,43	3,27	2,59	3,55	3,2
9	1,76	2,45	4,74	3,29	3,61	2,5	4,01	3,07
10	1,84	2,71	5,3	3,26	3,87	2,52	4,58	3,05
11	2	3,16	5,75	3,32	4,08	2,62	5,17	3,18
12	2,23	3,73	6,03	3,45	4,27	2,81	5,69	3,51
13	2,51	4,37	6,24	3,8	4,49	3,05	6,09	4,07
14	2,82	4,98	6,42	4,36	4,71	3,38	6,36	4,78
15	3,12	5,5	6,56	5,11	4,92	3,86	6,56	5,57
16	3,4	5,85	6,66	5,97	5,1	4,46	6,69	6,34
17	3,66	6,05	6,71	6,82	5,23	5,14	6,75	7
18	3,93	6,14	6,7	7,51	5,29	5,75	6,74	7,43
19	4,09	6,12	6,61	7,84	5,29	6,09	6,66	7,59
20	4,13	6,01	6,45	7,86	5,2	6,17	6,5	7,53
21	4,08	5,84	6,23	7,71	5,06	6,09	6,28	7,34
22	3,96	5,61	5,97	7,44	4,87	5,9	6,02	7,07
23	3,79	5,33	5,66	7,1	4,63	5,64	5,71	6,74
24	3,57	5,01	5,32	6,71	4,35	5,33	5,37	6,35

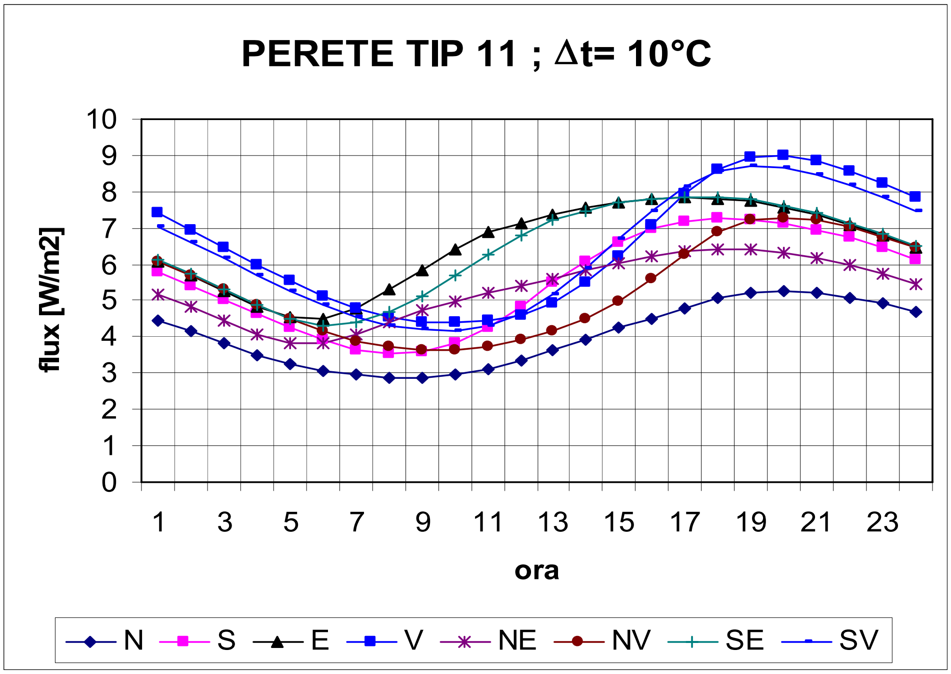


Nomograma 5.43 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 11, Δt= 8 ºC

Tip perete: 11 ***Tabelul 5.51***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 10 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	4,43	5,78	6,07	7,4	5,16	6,09	6,11	7,05
2	4,14	5,41	5,67	6,94	4,82	5,71	5,72	6,61
3	3,82	5,02	5,26	6,46	4,46	5,31	5,3	6,15
4	3,5	4,62	4,84	5,98	4,09	4,9	4,88	5,69
5	3,23	4,24	4,53	5,53	3,82	4,51	4,52	5,25
6	3,07	3,91	4,51	5,12	3,83	4,17	4,33	4,86
7	2,96	3,65	4,8	4,79	4,06	3,89	4,39	4,54
8	2,89	3,52	5,29	4,55	4,39	3,71	4,67	4,32
9	2,88	3,57	5,86	4,41	4,73	3,62	5,13	4,19
10	2,96	3,83	6,42	4,38	4,99	3,64	5,7	4,17
11	3,12	4,28	6,87	4,44	5,2	3,74	6,29	4,3
12	3,35	4,85	7,15	4,58	5,39	3,93	6,81	4,63
13	3,63	5,49	7,37	4,92	5,61	4,17	7,21	5,19
14	3,94	6,1	7,54	5,48	5,83	4,5	7,48	5,9
15	4,24	6,62	7,68	6,23	6,04	4,98	7,68	6,69
16	4,52	6,97	7,78	7,09	6,22	5,58	7,81	7,47
17	4,78	7,18	7,83	7,94	6,35	6,26	7,87	8,12
18	5,05	7,26	7,82	8,63	6,41	6,88	7,86	8,56
19	5,21	7,24	7,73	8,96	6,41	7,22	7,78	8,71
20	5,25	7,13	7,57	8,98	6,32	7,29	7,62	8,65
21	5,2	6,96	7,35	8,83	6,18	7,21	7,4	8,47
22	5,08	6,73	7,09	8,56	5,99	7,02	7,14	8,19
23	4,91	6,45	6,78	8,22	5,75	6,76	6,83	7,86
24	4,69	6,13	6,44	7,83	5,47	6,45	6,49	7,47

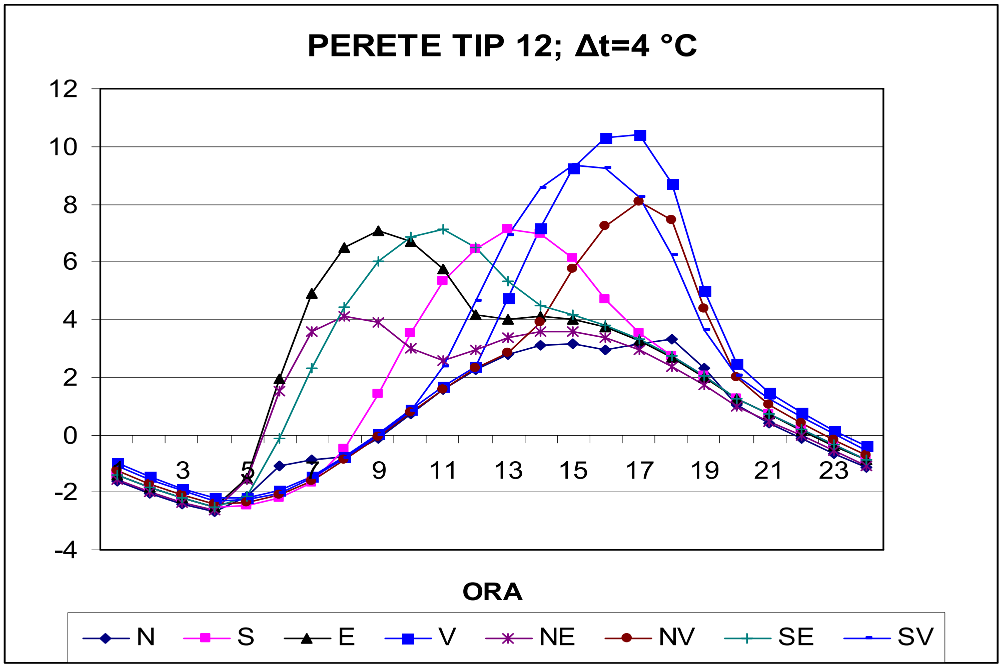


Nomograma 5.44 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 11, Δt= 10 ºC

Tip perete: 12 ***Tabelul 5.52***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 4 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	-1,62	-1,39	-1,4	-0,97	-1,54	-1,24	-1,38	-1,08
2	-2,04	-1,84	-1,85	-1,46	-1,98	-1,7	-1,83	-1,56
3	-2,39	-2,21	-2,22	-1,88	-2,34	-2,09	-2,2	-1,96
4	-2,67	-2,5	-2,51	-2,2	-2,61	-2,39	-2,5	-2,28
5	-2,15	-2,47	-1,52	-2,2	-1,56	-2,37	-2,12	-2,27
6	-1,08	-2,2	1,94	-1,96	1,53	-2,11	-0,14	-2,02
7	-0,85	-1,68	4,88	-1,47	3,56	-1,6	2,3	-1,52
8	-0,75	-0,5	6,47	-0,78	4,12	-0,9	4,4	-0,83
9	-0,11	1,43	7,09	0,01	3,89	-0,1	5,99	-0,04
10	0,72	3,5	6,72	0,85	3	0,75	6,87	0,81
11	1,54	5,3	5,76	1,66	2,58	1,58	7,13	2,34
12	2,25	6,43	4,14	2,36	2,92	2,28	6,5	4,62
13	2,79	7,11	4	4,75	3,35	2,82	5,35	6,93
14	3,11	6,99	4,1	7,19	3,6	3,92	4,48	8,53
15	3,15	6,11	4,02	9,23	3,59	5,74	4,15	9,37
16	2,95	4,71	3,73	10,31	3,35	7,22	3,8	9,24
17	3,13	3,52	3,26	10,39	2,92	8,08	3,32	8,24
18	3,33	2,74	2,67	8,73	2,36	7,42	2,72	6,24
19	2,3	2,02	1,98	5	1,71	4,36	2,03	3,64
20	1,04	1,26	1,23	2,49	0,99	2	1,27	2,03
21	0,39	0,71	0,69	1,46	0,47	1,04	0,72	1,24
22	-0,14	0,17	0,15	0,77	-0,04	0,4	0,19	0,62
23	-0,65	-0,37	-0,39	0,15	-0,57	-0,18	-0,36	0,02
24	-1,14	-0,88	-0,9	-0,42	-1,06	-0,71	-0,87	-0,53

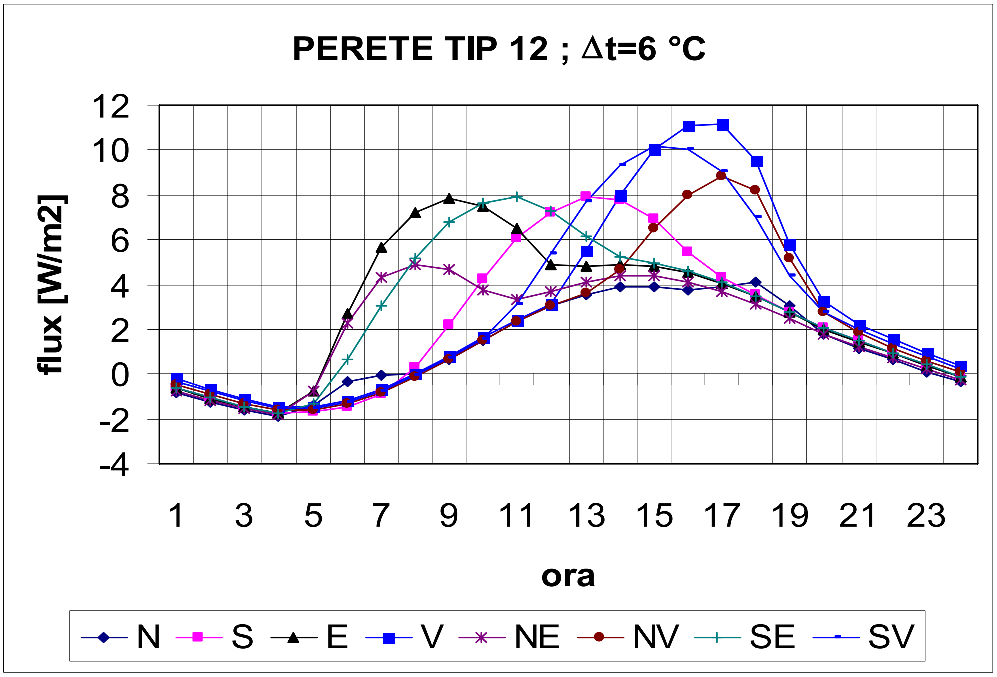


Nomograma 5.45 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 12, Δt= 4 ºC

Tip perete: 12 ***Tabelul 5.53***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 6 °C

Ora \ Orientare	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
	-0,85	-0,62	-0,63	-0,2	-0,77	-0,46	-0,61	-0,31
1	-1,27	-1,07	-1,08	-0,69	-1,21	-0,93	-1,06	-0,79
2	-1,62	-1,44	-1,45	-1,1	-1,56	-1,32	-1,43	-1,19
3	-1,89	-1,73	-1,74	-1,43	-1,84	-1,62	-1,72	-1,51
4	-1,38	-1,7	-0,75	-1,43	-0,79	-1,6	-1,35	-1,5
5	-0,31	-1,43	2,71	-1,19	2,3	-1,34	0,63	-1,25
6	-0,08	-0,91	5,65	-0,69	4,33	-0,83	3,07	-0,75
7	0,02	0,27	7,24	-0,01	4,9	-0,13	5,17	-0,05
8	0,67	2,2	7,86	0,78	4,66	0,67	6,76	0,74
9	1,49	4,27	7,49	1,62	3,77	1,53	7,64	1,58
10	2,31	6,07	6,53	2,44	3,35	2,35	7,9	3,11
11	3,02	7,2	4,91	3,13	3,7	3,05	7,27	5,39
12	3,56	7,89	4,78	5,52	4,12	3,59	6,12	7,7
13	3,88	7,76	4,87	7,96	4,37	4,69	5,25	9,3
14	3,92	6,89	4,79	10	4,36	6,51	4,92	10,14
15	3,73	5,48	4,5	11,08	4,12	7,99	4,57	10,02
16	3,9	4,29	4,04	11,16	3,7	8,86	4,1	9,01
17	4,1	3,52	3,44	9,5	3,13	8,19	3,49	7,01
18	3,07	2,79	2,75	5,77	2,48	5,13	2,8	4,42
19	1,81	2,03	2	3,26	1,76	2,78	2,05	2,8
20	1,16	1,48	1,46	2,23	1,24	1,82	1,5	2,01
21	0,63	0,95	0,92	1,55	0,73	1,18	0,96	1,39
22	0,12	0,4	0,38	0,93	0,21	0,59	0,41	0,79
23	-0,37	-0,11	-0,13	0,36	-0,29	0,06	-0,1	0,24

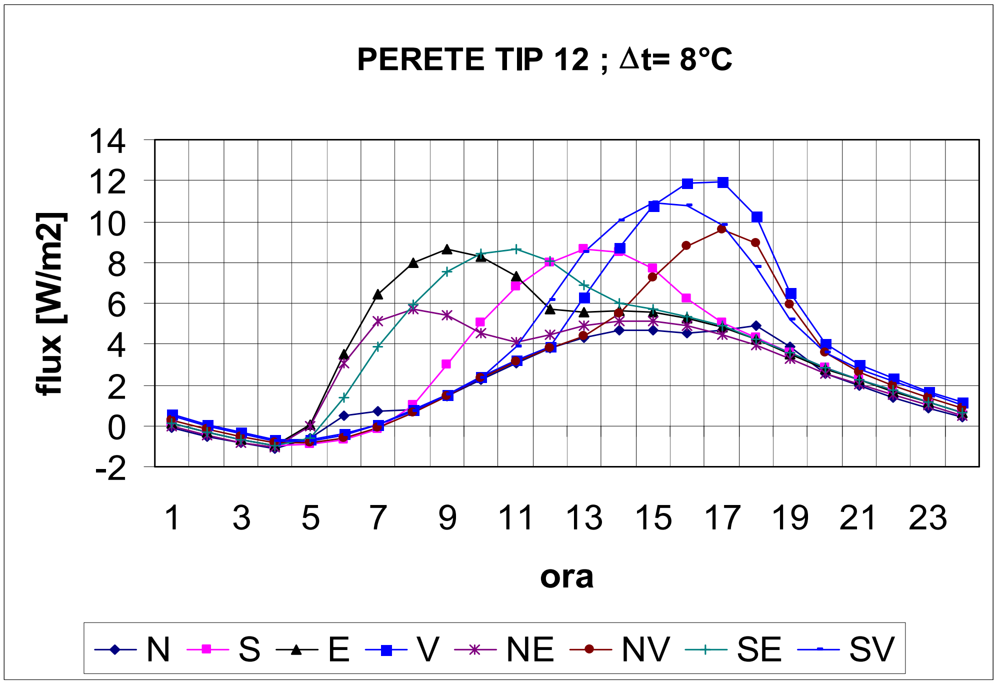


Nomograma 5.46 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 12, Δt= 6 ºC

Tip perete: 12 ***Tabelul 5.54***

Flux de căldură (W/m^2) Δt= 8 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	-0,07	0,15	0,14	0,57	0	0,31	0,16	0,47
2	-0,5	-0,29	-0,31	0,08	-0,43	-0,16	-0,29	-0,02
3	-0,85	-0,67	-0,68	-0,33	-0,79	-0,54	-0,66	-0,42
4	-1,12	-0,96	-0,97	-0,66	-1,07	-0,85	-0,95	-0,73
5	-0,61	-0,93	0,02	-0,66	-0,02	-0,83	-0,57	-0,73
6	0,46	-0,65	3,48	-0,42	3,07	-0,57	1,4	-0,48
7	0,7	-0,14	6,43	0,08	5,1	-0,06	3,84	0,02
8	0,79	1,04	8,01	0,77	5,67	0,64	5,94	0,72
9	1,44	2,97	8,63	1,55	5,43	1,44	7,53	1,51
10	2,26	5,04	8,27	2,39	4,54	2,3	8,41	2,36
11	3,08	6,84	7,3	3,21	4,12	3,12	8,67	3,88
12	3,79	7,98	5,68	3,9	4,47	3,82	8,04	6,17
13	4,33	8,66	5,55	6,29	4,89	4,36	6,89	8,48
14	4,65	8,53	5,64	8,73	5,14	5,46	6,02	10,07
15	4,69	7,66	5,56	10,77	5,13	7,28	5,69	10,91
16	4,5	6,25	5,27	11,86	4,89	8,76	5,34	10,79
17	4,67	5,06	4,81	11,93	4,47	9,63	4,87	9,78
18	4,87	4,29	4,21	10,27	3,91	8,96	4,26	7,78
19	3,85	3,56	3,53	6,54	3,25	5,9	3,57	5,19
20	2,58	2,81	2,78	4,03	2,53	3,55	2,82	3,57
21	1,94	2,26	2,23	3	2,01	2,59	2,27	2,79
22	1,41	1,72	1,7	2,32	1,5	1,95	1,73	2,16
23	0,89	1,17	1,15	1,7	0,98	1,37	1,18	1,56
24	0,41	0,66	0,64	1,13	0,49	0,83	0,67	1,01

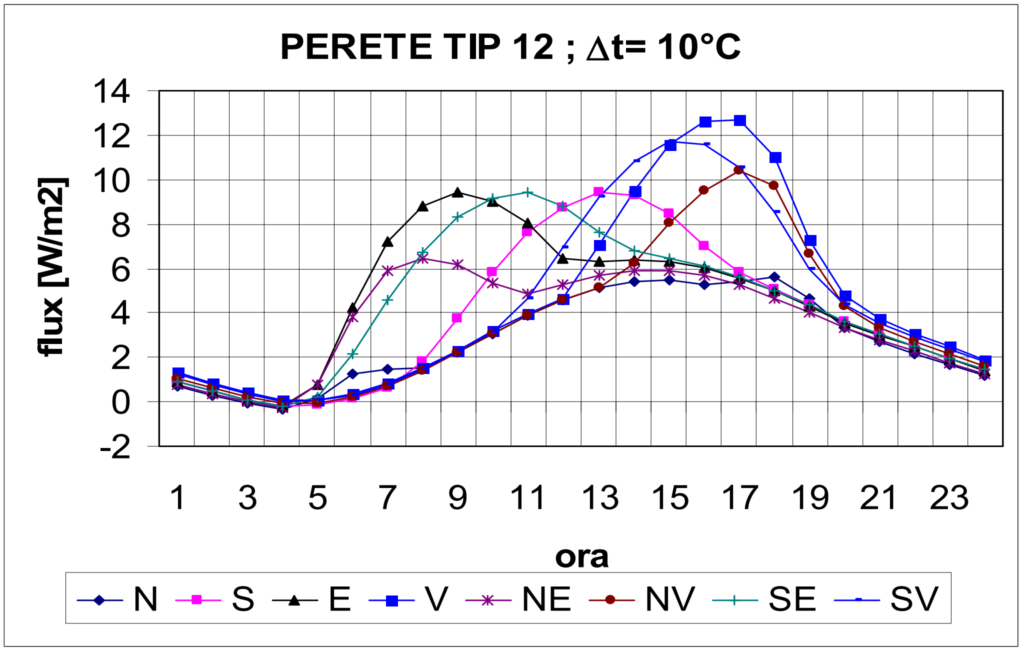


Nomograma 5.47 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 12, Δt= 8 ºC

Tip perete: 12 ***Tabelul 5.55***

Flux de căldură (W/m²)   Δt= 10 °C

Orientare / Ora	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
1	0,7	0,93	0,91	1,34	0,77	1,08	0,93	1,24
2	0,27	0,48	0,46	0,85	0,34	0,61	0,48	0,76
3	-0,08	0,1	0,09	0,44	-0,02	0,23	0,11	0,35
4	-0,35	-0,19	-0,2	0,11	-0,3	-0,08	-0,18	0,04
5	0,16	-0,15	0,79	0,11	0,75	-0,06	0,2	0,05
6	1,23	0,12	4,25	0,36	3,84	0,2	2,17	0,3
7	1,47	0,63	7,2	0,85	5,87	0,71	4,61	0,79
8	1,56	1,81	8,78	1,54	6,44	1,42	6,71	1,49
9	2,21	3,74	9,4	2,32	6,2	2,21	8,3	2,28
10	3,04	5,81	9,04	3,17	5,31	3,07	9,18	3,13
11	3,86	7,61	8,07	3,98	4,89	3,89	9,44	4,65
12	4,56	8,75	6,46	4,67	5,24	4,59	8,81	6,94
13	5,11	9,43	6,32	7,07	5,66	5,13	7,66	9,25
14	5,42	9,3	6,41	9,5	5,91	6,23	6,79	10,84
15	5,47	8,43	6,33	11,55	5,9	8,06	6,46	11,68
16	5,27	7,02	6,04	12,63	5,66	9,53	6,12	11,56
17	5,44	5,84	5,58	12,7	5,24	10,4	5,64	10,56
18	5,64	5,06	4,98	11,04	4,68	9,73	5,03	8,55
19	4,62	4,34	4,3	7,31	4,02	6,68	4,34	5,96
20	3,36	3,58	3,55	4,8	3,3	4,32	3,59	4,35
21	2,71	3,03	3	3,78	2,78	3,36	3,04	3,56
22	2,18	2,49	2,47	3,09	2,27	2,72	2,5	2,93
23	1,66	1,94	1,92	2,47	1,75	2,14	1,95	2,33
24	1,18	1,43	1,41	1,9	1,26	1,6	1,44	1,78

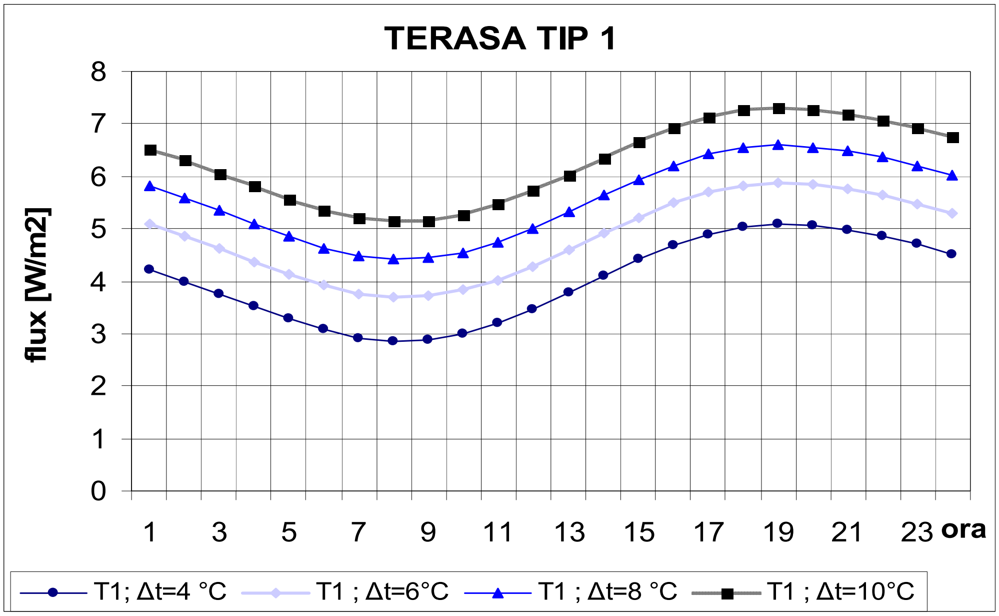


Nomograma 5.48 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru peretele tip 12, Δt= 10 ºC

Tip terasă: 1 (T1) ***Tabelul 5.56***

Flux de căldură (W/m²)

T1; Δt=4 °C	T1 ; Δt=6°C	T1 ; Δt=8 °C	T1 ; Δt=10°C
4,21	5,08	5,81	6,53
3,99	4,86	5,58	6,3
3,75	4,62	5,34	6,06
3,51	4,37	5,09	5,82
3,28	4,13	4,85	5,57
3,07	3,92	4,64	5,36
2,92	3,76	4,49	5,21
2,86	3,69	4,42	5,14
2,88	3,71	4,44	5,16
3	3,83	4,55	5,27
3,2	4,02	4,74	5,46
3,46	4,28	5	5,73
3,77	4,59	5,31	6,03
4,1	4,91	5,63	6,35
4,42	5,22	5,94	6,66
4,69	5,49	6,21	6,93
4,9	5,7	6,42	7,14
5,03	5,82	6,55	7,27
5,08	5,87	6,59	7,31
5,05	5,84	6,56	7,28
4,97	5,76	6,48	7,2
4,85	5,64	6,36	7,08
4,7	5,48	6,2	6,92
4,52	5,29	6,02	6,74

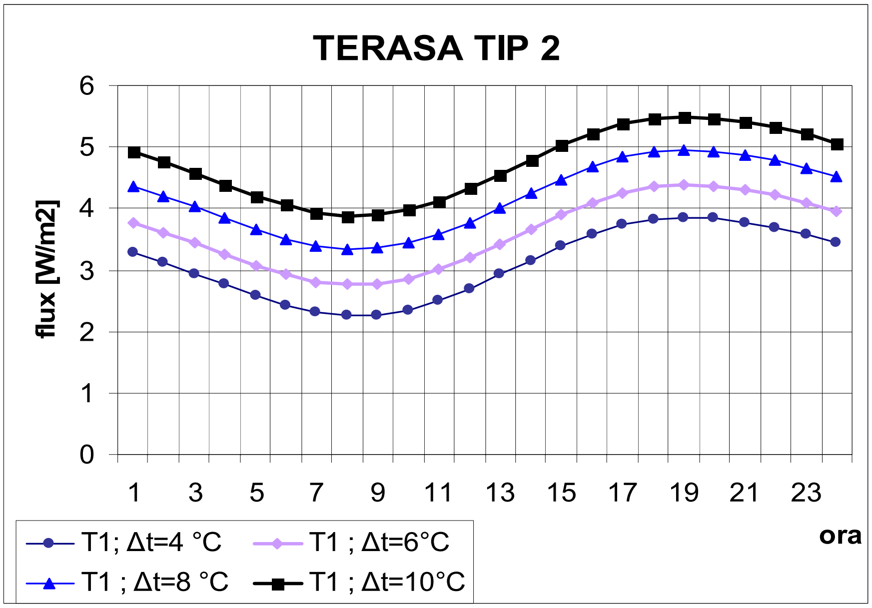


Nomograma 5.49 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru terasa tip 1, Δt= 4;6,8 şi 10 ºC

Tip terasă: 2 (T2) ***Tabelul 5.57***

Flux de căldură (W/m^2)

T2; Δt=4 °C	T2 ; Δt=6°C	T2 ; Δt=8 °C	T2 ; Δt=10°C
4,21	5,08	5,81	6,53
3,99	4,86	5,58	6,3
3,75	4,62	5,34	6,06
3,51	4,37	5,09	5,82
3,28	4,13	4,85	5,57
3,07	3,92	4,64	5,36
2,92	3,76	4,49	5,21
2,86	3,69	4,42	5,14
2,88	3,71	4,44	5,16
3	3,83	4,55	5,27
3,2	4,02	4,74	5,46
3,46	4,28	5	5,73
3,77	4,59	5,31	6,03
4,1	4,91	5,63	6,35
4,42	5,22	5,94	6,66
4,69	5,49	6,21	6,93
4,9	5,7	6,42	7,14
5,03	5,82	6,55	7,27
5,08	5,87	6,59	7,31
5,05	5,84	6,56	7,28
4,97	5,76	6,48	7,2
4,85	5,64	6,36	7,08
4,7	5,48	6,2	6,92
4,52	5,29	6,02	6,74

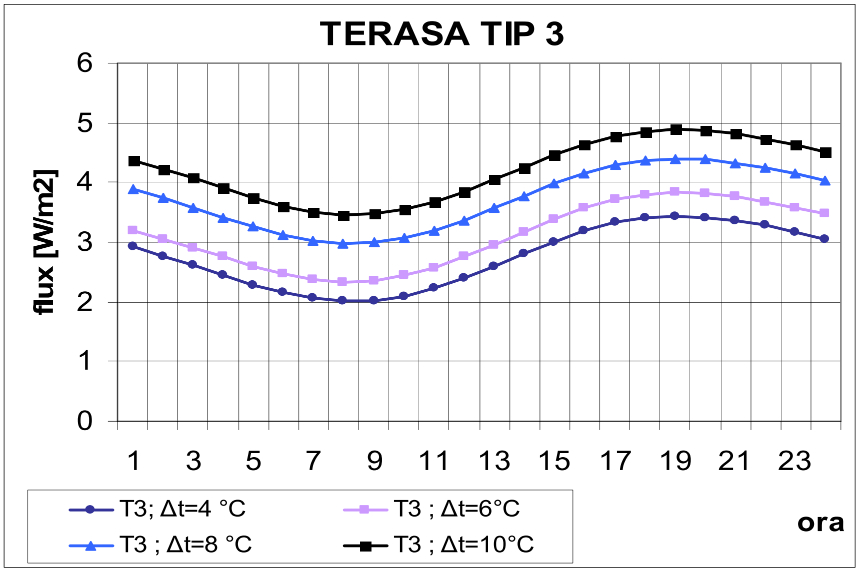


Nomograma 5.50 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru terasa tip 2, Δt= 4;6,8 şi 10 ºC

Tip terasă: 3 (T3) ***Tabelul 5.58***

Flux de căldură (W/m^2)

T3; Δt=4 °C	T3 ; Δt=6°C	T3 ; Δt=8 °C	T3 ; Δt=10°C
2,92	3,19	3,89	4,38
2,77	3,06	3,74	4,23
2,62	2,91	3,58	4,07
2,45	2,75	3,42	3,91
2,29	2,6	3,26	3,75
2,16	2,47	3,12	3,61
2,06	2,38	3,02	3,51
2,01	2,34	2,98	3,46
2,02	2,36	2,99	3,48
2,1	2,44	3,07	3,55
2,23	2,57	3,19	3,68
2,4	2,75	3,37	3,85
2,6	2,96	3,57	4,05
2,81	3,17	3,78	4,26
3,01	3,38	3,98	4,47
3,19	3,57	4,16	4,64
3,33	3,71	4,29	4,78
3,41	3,79	4,38	4,86
3,44	3,83	4,4	4,89
3,42	3,81	4,39	4,87
3,36	3,76	4,33	4,82
3,28	3,68	4,25	4,74
3,18	3,58	4,15	4,63
3,06	3,47	4,03	4,51

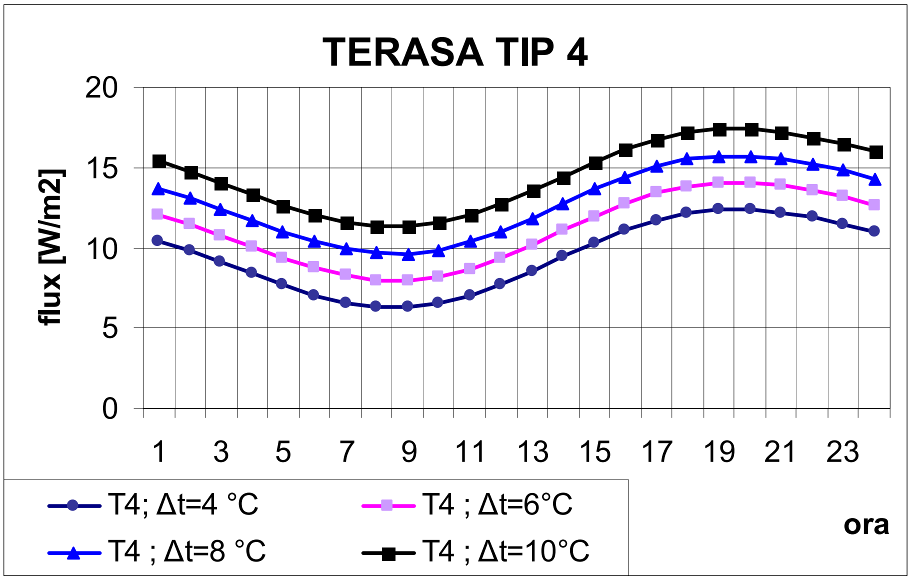


Nomograma 5.51 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru terasa tip 3, Δt= 4;6,8 şi 10 ºC

Tip terasă: 4 (T4) **_Tabelul 5.59_**

Flux de căldură (W/m^2)

T4; Δt=4 °C	T4 ; Δt=6°C	T4 ; Δt=8 °C	T4 ; Δt=10°C
10,42	12,08	13,74	15,41
9,78	11,44	13,11	14,77
9,1	10,76	12,43	14,09
8,39	10,05	11,71	13,38
7,68	9,35	11,01	12,67
7,06	8,72	10,38	12,05
6,58	8,25	9,91	11,57
6,32	7,98	9,65	11,31
6,31	7,97	9,63	11,3
6,55	8,21	9,88	11,54
7,03	8,69	10,36	12,02
7,71	9,37	11,04	12,7
8,53	10,19	11,86	13,52
9,42	11,09	12,75	14,41
10,31	11,97	13,64	15,3
11,11	12,77	14,43	16,1
11,75	13,41	15,07	16,74
12,18	13,84	15,51	17,17
12,38	14,04	15,71	17,37
12,38	14,04	15,7	17,37
12,21	13,87	15,54	17,2
11,91	13,57	15,24	16,9
11,5	13,16	14,82	16,49
10,99	12,66	14,32	15,99



Nomograma 5.52 : Evoluția fluxurilor de căldură pentru terasa tip 4, Δt= 4;6,8 şi 10 ºC

6. APORTURI DE CĂLDURĂ PRIN ELEMENTE DE CONSTRUCȚIE VITRATE

Aporturile de căldură care pătrund prin elementele de construcție vitrate (ferestre, luminatoare, pereți cortină) se datorează intensității radiației solare şi diferenței de temperatură dintre aerul interior şi exterior.

Radiația solară incidentă (I) pe un element vitrat care produce aporturile de căldură pentru încăperea climatizată, este compusă din radiație directă (I_D) şi radiație difuză (I_d) , şi suferă o serie de modificări la trecerea prin elementul vitrat respectiv.

O parte a radiației solare incidente I se reflectă către spațiu sau către construcțiile înconjurătoare (**I**r), o altă parte se acumulează în masa geamului din care este construită fereastra (**I**a) şi doar o parte a radiație pătrunde în încăpere (**I**i).

Considerând: ρ_f factorul de reflexie (egal cu Ir/I), τ_f factorul de transmisie (egal cu Ii/I) şi α_f factorul de absorbție (egal cu Ia/I) pentru fereastra respectivă, între aceşti trei coeficienți există relația $\rho_f + \alpha_f + \tau_f = 1$.

În aceste condiții, radiația solară în prezența unei ferestre se descompune conform relației:

$$\mathbf{I = Ir + Ia + Ii = \rho_f\, I + \alpha_f\, I + \tau_f\, I} \qquad (6.1)$$

în care:

$Ii = \tau_f\, I$ - radiația transmisă în încăpere;

$Ir = \rho_f\, \mathbf{I}$ - radiație reflectată, şi

$Ia = \alpha_f\, \mathbf{i}$ - radiație acumulată .

Coeficientul α_f, are valori aproximativ constante şi are valoare de 0,06 pentru geamuri obişnuite cu grosimea de 3 mm.

Pentru geamuri tratate, termoabsorbante coeficientul α_f are valori mult mai mari. Fluxul termic absorbit conduce la creşterea temperaturii ferestrei iar o parte a acestuia de 39% ajunge în încăpere.

Coeficientul de reflexie ρ_f, are valoare diferită funcție de unghiul de incidență al radiației solare pe fereastră, putând varia între 0,08 la un unghi de incidență de 40° şi 0,3 la un unghi de incidență de 30° sau de 1 la un unghi de 90°.

Coeficientul de transmisie τ_f poate atinge valori de 0,87, pentru ferestre cu geam

simplu, la unghiuri de incidență normale dar se va reduce pe măsură ce unghiul de incidență şi coeficientul de reflexie ρ, creşte, putând ajunge la 0 pentru un unghi de incidență de 90°.

În timpul unei zile datorită rotației pământului, poziția soarelui față de fereastră se modifică şi fereastra poate fi parțial sau total umbrită funcție de existenta şi forma unor elemente de umbrire (stâlpi verticali, balcoane, retragerile ferestrei față de fațada clădirii etc.) fig.6.1.

Având în vedere cele de mai sus se poate spune că radiația solară directă $\mathbf{I_D}$, solicită fereastra numai în anumite ore din zi în funcție de orientare şi numai asupra suprafeței însorite a geamului **Si**, în timp ce radiația solară difuză acționează pe toată durata de strălucire a soarelui pe suprafața ferestrei **S**.

Fluxul termic datorat diferenței de temperatură $\Delta t = t_e - t_i$, acționează permanent şi pe toata suprafața ferestrei.

Pe lângă factorii enumerați mai sus aportul de căldură datorat radiației solare, mai depinde şi de: calitatea geamului; tipul ferestrei; existența unor mijloace de ecranare; raportul dintre suprafața efectivă a geamului şi suprafața totală a ferestrei (ponderea cercevelelor).

Ferestrele care au geamurile groase sau cu calități speciale, absorbante, reflectante sau cu elemente de ecranare precum storuri, rulouri, jaluzele, draperii etc. sunt considerate ferestre cu protecție antisolară şi vor avea un aport de căldură mai mic decât ferestrele cu geam simplu cu grosimea de 3 mm considerat geam de referință.

Fluxul termic datorat radiației solare este un flux radiant şi el va fi preluat mai întâi de elementele de delimitare interioară, mobilier, etc. şi apoi cedat aerului interior prin convecție, ceea ce face sa apară o defazare ε_n şi o amortizare η_n, pe partea de flux termic preluată de aerul interior. Pentru cuantifica acest efect, în relația de calcul a aportului de căldură s-a introdus un coeficient de acumulare **„m".**

Acest coeficient reprezintă raportul dintre fluxul termic convectiv cedat aerului interior şi cel radiant primit de încăpere de la soare.

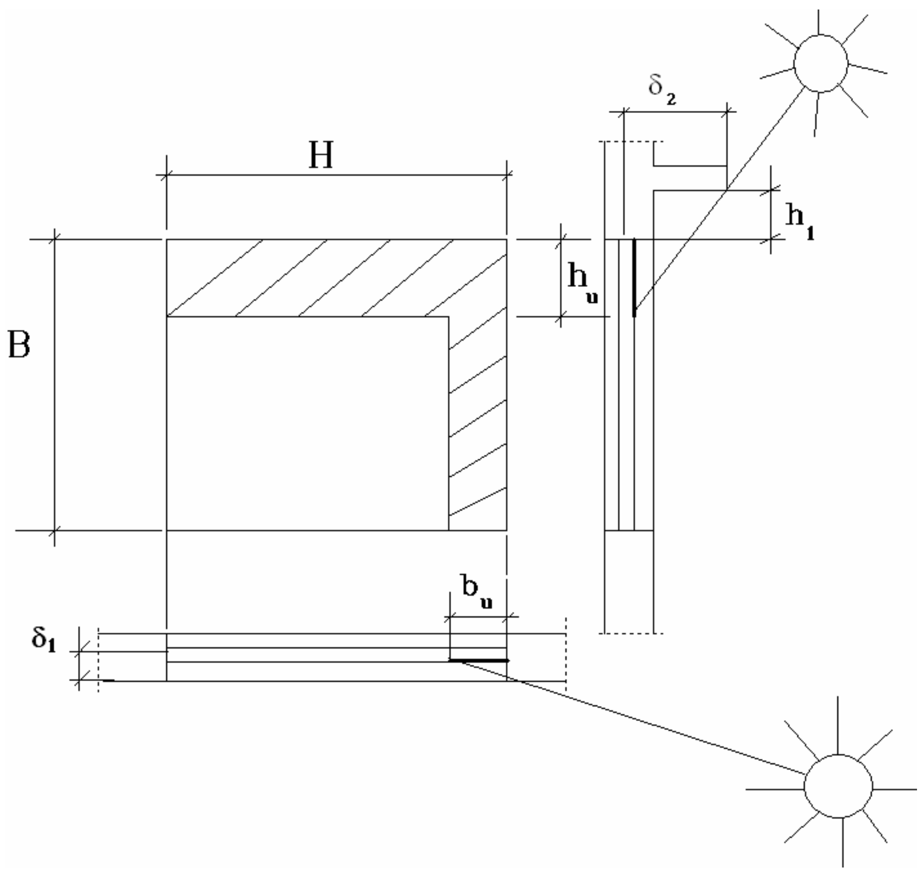


Fig. 6.1. Determinarea suprafeței însorite a unei ferestre

Relația de calcul a aportului de căldură transmis prin elementele vitrate este:

$$Q_{FE} = Q_i + Q_T \quad [W] \tag{6.2}$$

unde:

- Q_i - fluxul de căldură pătruns prin fereastră datorat intensității radiației solare;
- Q_T - fluxul de căldură pătruns prin fereastră datorat diferenței de temperatura.

Fluxul de căldură $\mathbf{Q_i}$ pătruns prin fereastră datorat intensității radiației solare se poate calcula cu relația:

$$Qi = c_t\ f\ m\ (S_i\ c_p\ I_{Dmax} + S\ I_{dmax}) \quad [W] \tag{6.3}$$

Unde:

- $\mathbf{c_t}$ - coeficient funcție de tipul tâmplăriei;

Pentru ferestre cu ramă de lemn sau PVC, c_t = 1 iar pentru ferestre cu ramă de aluminiu, gen vitrină, fără ramă sau perete cortină c_t = 1,15

- $\mathbf{c_p}$ - coeficient pentru puritatea atmosferei, indicat în ***tabelul 6.1***;

Coeficientul pentru puritatea atmosferei se alege pentru ora la care radiația solară directă este maximă.

- f – factor solar, depinzând de calitatea geamului şi a ecranării ferestrei; Factorul solar reprezintă raportul dintre fluxul solar pătruns prin fereastra cu protecție antisolară (geam gros, geamuri duble, geamuri absorbante sau reflectante sau cu elemente de ecranare, rulouri, storuri) şi fluxul solar pătruns printr-o fereastră simplă cu geam de 3 mm. Acest coeficient este indicat în ***tabelele 6.2; 6.3; 6.4; 6.5; 6.6.***

- m - coeficient de acumulare termică, care depinde de tipul elementului de modul de ecranare al ferestrei, de orientare, de ora de calcul şi masivitatea elementelor de construcție. Masivitatea elementelor de construcție este caracterizată prin coeficientul mediu de asimilare termică al clădirii.

$$s_{med} = \frac{\sum_{j=1}^{n} S_j s_j}{\sum_{j=1}^{n} S_j} \tag{6.4}$$

în care:

S_j - suprafața interioară a elementului de construcție, m ;

s_j - coeficientul de asimilare termică al materialelor din care sunt construite suprafețele interioare ale elementelor de construcție masive ale încăperii.

Coeficienții **m** sunt indicați în ***tabelele 6.7 şi 6.8.***

- S i - suprafață însorită a ferestrei de lățime **B** şi înălțime **H**:

$$\mathbf{Si} = (H-h_u)(B-b_u), \quad [m^2] \tag{6.5}$$

- **b_u -** lățimea benzii umbrite**:**

- **h_u -** înălțimea benzii umbrite**:**

$$\mathbf{b_u} = c_{u1}\delta_1; \quad \mathbf{h_u} = c_{u2}\delta_2 - h_1; \tag{6.6}$$

δ_1, δ_2, - sunt retragerile ferestrei față de elementele de umbrire;

- **h_1** – distanța dintre fereastră şi elementul orizontal de umbrire

- **c_{u1}** şi **c_{u2}** sunt coeficienți de umbrire determinați funcție de unghiul de azimut solar β şi unghiul de înălțime solară **i** (coeficienții c_{u1} şi c_{u2} sunt indicați în tabelul 6.9)

- **S** – suprafața ferestrei [m^2], calculată prin:

$$\mathbf{S} = B\,H \tag{6.7}$$

Dacă b_u sau h_u sunt mai mari decât B respectiv H întreaga fereastră este în umbră deci Si = 0

Fluxul de căldură pătruns prin fereastră datorat diferenței de temperatură se

calculează cu relația:

$\mathbf{Q_T} = S\ U_f\ (t_e - t_i)$ (W); (6.8)

S = BxH suprafața totală a ferestrei (m^2);

- U_f - coeficient global de transfer de căldură al ferestrei (W/m^2K) indicat în tabelul 6.10;

- t_e - temperatura aerului exterior la ora de calcul,

- **t_i**- temperatura aerului interior, în °C.

Tabelul 6.1.

Valorile coeficientului de puritate $\mathbf{c_p}$

Alt. [m]	Climat impur şi încărcat cu praf (mari oraşe industriale)					Climat impur(oraşe medii)					Climat clar, pur (în afara zonelor aglomerate)				
	8[h] 16[h]	9[h] 15[h]	10[h] 14[h]	11[h] 13[h]	12[h]	8[h] 16[h]	9[h] 15[h]	10[h] 14[h]	11[h] 13[h]	12[h]	8[h] 16[h]	9[h] 15[h]	10[h] 14[h]	11[h] 13[h]	12[h]
0	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.96	0.97	0.98	0.99	1
500	1.05	1.04	1.04	1.03	1.03	1.04	1.03	1.03	1.03	1.03	1.04	1.03	1.03	1.02	1.02
1000	1.1	1.08	1.08	1.06	1.06	1.09	1.06	1.06	1.05	1.05	1.08	1.05	1.05	1.05	1.04
1500	1.15	1.12	1.11	1.10	1.10	1.12	1.10	1.10	1.09	1.09	1.10	1.09	1.08	1.08	1.06
2000	1.21	1.18	1.15	1.13	1.13	1.18	1.15	1.12	1.12	1.12	1.13	1.11	1.10	1.10	1.09

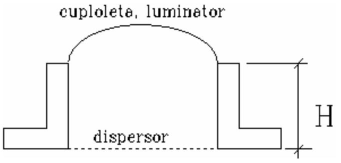
Tabelul 6.2.

Factorul solar pentru ferestre simple sau duble (termopan) **fără elemente de umbrire**

Nr.	Tipul şi grosimea geamului	Factor solar
1	Geam simplu 3 mm	1
2	Geam simplu 6 mm	0,95
3	Geam simplu 10 mm	0,92
4	Geam simplu 13 mm	0,88
5	Geam absorbant de 3 mm	0,85
6	Idem de 6 mm	0,73
7	Idem de 10 mm	0,64
8	Idem de 13 mm	0,53
9	Fereastră dublă cu două geamuri de 3 mm	0,88
10	Idem cu două geamuri clare de 6 mm	0,82
11	Idem cu două geamuri de 6 mm , geamul exterior absorbant cel interior clar	0,58

Tabelul 6.3.

Factorul solar pentru luminatoare şi pereți din cărămidă de sticlă



Tipul materialului folosit	Înălțimea H	Raportul dintre lățime şi înălțime	Factor solar **f**
Luminator simplu cu sticlă clară	0	∞	0,61
cu dispersor de lumină	230	5	0,58
	460	2,5	0,50
Idem fără dispersor	0	∞	0,99
	230	5	0,88
	460	2,5	0,80
Luminator cu sticlă translucidă	0	∞	0,57
τ_f = 0,57	460	2,5	0,46
Luminator cu sticlă translucidă	0	∞	0,34
τ_f =0,27	230	5	0,30
	460	2,5	0,28

Nr.	Tipul cărămizii	Perete la soare	Perete la umbră	Coef. global. U [W/m²K]
1	Cărămidă din sticlă netedă pe ambele fețe, sau cu caneluri orizontale sau verticale	0,65	0,40	2,9
2	Idem cu email ceramic pe fața exterioară	0,27	0,2	2,9
3	Idem cu fibre ecran de fibră de sticlă pe mijlocul cărămizii	0,44	0,34	2,7
4	Cărămidă de sticlă colorată cu caneluri verticale sau orizontale sau cu prisme de difuzie a luminii	0,33	0,27	2,7
5	Idem cu ecran de fibră de sticlă pe mijlocul cărămizii sau email ceramic pe fețele laterale	0,25	0,18	2,7
6	Idem cu înveliş reflectant pe fața exterioară	0,16	0,12	2,9

Tabelul 6.4.

Factorul solar pentru ferestre echipate cu **jaluzele exterioare**

Unghiul de amplasare a lamelei	Grupa 1	Grupa 2	Grupa 3	Grupa 4
10°	0,35	0,33	0,51	0,27
20°	0,17	0,23	0,42	0,11
30°	0,15	0,21	0,31	0,10
> 40°	0,15	0,2	0,18	0,1

Grupa 1 - Lamele negre cu raportul laturilor de 1,5/1 cu un spațiu de 1,1 mm între lamele
Grupa 2 - Lamele de culoare deschisă cu raportul laturilor de 1,5/1 cu un spațiu de 1,1 mm între lamele
Grupa 3 - Lamele de culoare neagră sau închisă cu raportul laturilor de 0,85/1 cu un spațiu de 1,5mm între lamele
Grupa 4 - Lamele de culoare deschisă sau aluminiu nevopsit cu grad de reflexie ridicat, cu raportul laturilor de 0,85/1 cu un spațiu de 1,5mm între lamele

Tabelul 6.5.

Factorul solar pentru ferestre simple sau tip TERMOPAN echipate **cu elemente de umbrire interioară**

Nr.	Tipuri de ferestre	Jaluzele orizontale (venețiene)		Rulouri sau jaluzele verticale		
	GEAMURI SIMPLE					
	Ferestre simple	Medii	Uşoare	Opace		Trans-lucid
				Culoare închisă	Culoare deschisă	
		f	f	f	f	f
1	Ferestre simple cu grosimea de 6 - 13 mm Geam absorbant 3mm Geam colorat 5 - 5,5 mm	0,74	0,67	0,81	0,39	0,44
2	Geam absorbant 5-6 mm Colorat 3 - 5,5	0,57	0,53	0,45	0,3	0,36
3	Geam absorbant 10 mm	0,54	0,52	0,40	0,36	0,32
4	Geam reflectant	**f** fără elemente de umbrire 0,3 0,4 0,5 0,6		0,25 0,33 0,42 0,50	0,23 0,29 0,38 0,44	
	GEAMURI TERMOPAN					
5	Geamuri clare la interior şi exterior cu grosimea de 2,3,4 mm Idem cu grosimea de 6 mm	0,62	0,58	0,71	0,35	0,4
6	Geam absorbant la exterior şi clar la interior cu grosimea de 6 mm	0,39	0,36	0,40	0,22	0,30
7	Geam reflectant	**f** fără elemente de umbrire 0,20 0,30 0,40		0,19 0,27 0,34	0,18 0,26 0,33	

Tabelul 6.6.

Factorul solar pentru ferestre duble echipate cu elemente de umbrire între geamuri

Nr.	Tipuri de ferestre	Jaluzele venețiene	
		Medii	Uşoare
		f	f
	Geamuri clare la interior şi exterior cu grosimea de 2,3,4,mm Idem cu grosimea de 6 mm	0,33	0,36
	Geam absorbant la exterior şi clar la interior cu grosimea de 6 mm	-	-
	Geam absorbant la exterior şi clar la interior cu grosimea de 6 mm	0,28	0,30

Tabelul 6.7

Coeficientul **m** pentru ferestre neprotejate sau protejate la exterior

S_{med} [W/m^{2}K]	Orientarea	Ora zilei																		
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
> 10.5	N	0,25	0,31	0,39	0,47	0,54	0,59	0,62	0,65	0,69	0,71	0,72	0,71	0,68	0,66	0,64	0,60	0,54	0,46	0,37
	NE	0,16	0,21	0,28	0,37	0,43	0,47	0,47	0,44	0,40	0,37	0,34	0,31	0,29	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14
	E	0,16	0,20	0,27	0,35	0,44	0,50	0,53	0,52	0,48	0,42	0,37	0,32	0,28	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,13
	SE	0,14	0,18	0,23	0,30	0,39	0,47	0,53	0,56	0,56	0,53	0,48	0,41	0,35	0,30	0,25	0,21	0,17	0,15	0,13
	S	0,11	0,12	0,15	0,18	0,23	0,29	0,37	0,45	0,51	0,56	0,57	0,55	0,50	0,43	0,36	0,29	0,23	0,19	0,23
	SV	0,11	0,11	0,13	0,15	0,17	0,20	0,24	0,29	0,35	0,43	0,49	0,55	0,57	0,56	0,52	0,45	0,37	0,30	0,23
	V	0,11	0,12	0,13	0,14	0,16	0,18	0,20	0,23	0,27	0,32	0,37	0,44	0,50	0,53	0,51	0,49	0,41	0,33	0,26
	NV	0,11	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,25	0,26	0,30	0,33	0,37	0,42	0,45	0,48	0,47	0,42	0,35	0,28
	Oriz	0,15	0,17	0,21	0,26	0,33	0,41	0,48	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,59	0,55	0,48	040	0,33	0,27	0,22
4,5… 10.5	N	0,25	0,31	0,42	0,52	0,59	0,63	0,66	0,70	0,74	0,77	0,76	0,74	0,70	0,68	0,65	0,60	0,51	0,40	0,30
	NE	0,16	0,25	0,33	0,43	0,50	0,53	0,50	0,45	0,40	0,36	0,33	0,30	0,27	0,23	0,21	0,18	0,15	0,13	0,10
	E	0,16	0,22	0,32	0,42	0,51	0,57	0,59	0,55	0,48	0,41	0,35	0,29	0,25	0,22	0,19	0,16	0,13	0,11	0,09
	SE	0,13	0,18	0,26	0,35	0,45	0,55	0,61	0,63	0,61	0,56	0,48	0,40	0,32	0,26	0,22	0,18	0,14	0,11	0,09
	S	0,08	0,13	0,13	0,18	0,25	0,33	0,43	0,52	0,59	0,64	0,63	0,58	0,50	0,41	0,32	0,25	0,19	0,15	0,11
	SV	0,08	0,09	0,11	0,13	0,17	0,21	0,25	0,32	0,41	0,49	0,57	0,62	0,63	0,59	0,53	0,44	0,34	0,25	0,18
	V	0,08	0,10	0,11	0,13	0,15	0,17	0,21	0,25	0,29	0,36	0,44	0,51	0,56	0,59	0,56	0,49	0,36	0,30	0,22
	NV	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,20	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,41	0,47	0,52	0,53	0,49	0,48	0,31	0,23
	Oriz	0,12	0,15	0,21	0,36	0,37	0,46	0,55	0,63	0,69	0,72	0,72	0,68	0,62	0,54	0,45	0,36	0,28	0,21	0,16
< 4,5	N	0,22	0,31	0,48	0,59	0,65	0,68	0,70	0,75	0,80	0,82	0,80	0,75	0,71	0,69	0,66	0,59	0,47	0,33	0,21
	NE	0,17	0,27	0,40	0,52	0,59	0,58	0,53	0,47	0,41	0,35	0,32	0,28	0,25	0,21	0,18	0,15	0,13	0,09	0,07
	E	0,16	0,25	0,28	0,50	0,61	0,66	0,64	0,58	0,43	0,39	0,31	0,26	0,22	0,19	0,16	0,13	0,10	0,08	0,06
	SE	0,12	0,19	0,29	0,41	0,54	0,64	0,69	0,70	0,64	0,56	0,48	0,36	0,28	0,22	0,18	0,14	0,10	0,07	0,06
	S	0,06	0,09	0,13	0,19	0,28	0,38	0,50	0,61	0,69	0,71	0,68	0,60	0,49	0,38	0,27	0,19	0,14	0,10	0,07
	SV	0,05	0,07	0,10	0,13	0,17	0,21	0,28	0,36	0,46	0,57	0,66	0,70	0,69	0,63	0,52	0,40	0,28	0,19	0,13
	V	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,21	0,26	0,31	0,40	0,49	0,57	0,65	0,67	0,60	0,49	0,35	0,24	0,16
	NV	0,07	0,10	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,28	0,31	0,35	0,39	0,46	0,54	0,59	0,58	0,51	0,38	0,26	0,15
	Oriz	0,10	0,15	0,21	0,31	0,40	0,53	0,63	0,72	0,77	0,79	0,72	0,72	0,68	0,62	0,41	0,30	0,22	0,15	0,11

Tabelul 6.8.

Coeficientul **m** pentru ferestre protejate la interior

S_{med} [W/m²K]	Orientarea	Ora zilei																		
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
> 10.5	N	0,14	0,45	0,66	0,60	0,60	0,67	0,73	0,77	0,80	0,80	0,79	0,74	0,70	0,70	0,79	0,60	0,30	0,25	0,20
	NE	0,08	0,30	0,53	0,64	0,63	0,56	0,43	0,38	0,36	0,33	0,31	0,29	0,25	0,22	0,18	0,13	0,09	0,08	0,07
	E	0,08	0,25	0,46	0,69	0,68	0,69	0,64	0,52	0,36	0,33	0,30	0,26	0,23	0,20	0,16	0,12	0,09	0,08	0,07
	SE	0,08	0,17	0,32	0,48	0,60	0,70	0,73	0,71	0,65	0,49	0,36	0,32	0,27	0,22	0,18	0,14	0,09	0,08	0,07
	S	0,06	0,09	0,13	0,17	0,28	0,33	0,56	0,67	0,72	0,73	0,67	0,47	0,43	0,31	0,25	0,18	0,12	0,10	0,08
	SV	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17	0,20	0,23	0,35	0,50	0,63	0,71	0,74	0,71	0,62	0,48	0,32	0,20	0,16	0,13
	V	0,06	0,08	0,11	0,13	0,16	0,18	0,21	0,23	0,25	0,41	0,55	0,66	0,71	0,71	0,59	0,41	0,23	0,18	0,14
	NV	0,06	0,09	0,13	0,16	0,19	0,22	0,25	0,27	0,28	0,30	0,35	0,51	0,63	0,69	0,64	0,46	0,23	0,19	0,15
	Oriz	0,08	0,13	0,22	0,33	0,44	0,55	0,65	0,73	0,78	0,78	0,75	0,69	0,58	0,49	0,33	0,26	0,18	0,15	0,12
4,5… 10.5	N	0,12	0,45	0,57	0,61	0,63	0,70	0,75	0,79	0,83	0,83	0,81	0,76	0,69	0,70	0,76	0,61	0,28	0,22	0,16
	NE	0,09	0,34	0,56	0,68	0,67	0,59	0,45	0,38	0,36	0,33	0,31	0,28	0,25	0,21	0,17	0,12	0,08	0,07	0,05
	E	0,08	0,26	0,48	0,65	0,72	0,73	0,67	0,54	0,37	0,32	0,29	0,25	0,21	0,18	0,14	0,10	0,07	0,06	0,05
	SE	0,07	0,17	0,29	0,51	0,64	0,74	0,78	0,74	0,65	0,50	0,36	0,31	0,25	0,21	0,16	0,12	0,08	0,06	0,05
	S	0,04	0,09	0,12	0,17	0,29	0,35	0,59	0,70	0,77	0,77	0,70	0,49	0,43	0,39	0,35	0,16	0,10	0,08	0,06
	SV	0,04	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,24	0,37	0,53	0,67	0,76	0,78	0,74	0,64	0,48	0,31	0,19	0,14	0,10
	V	0,04	0,07	0,10	0,13	0,15	0,18	0,21	0,23	0,26	0,43	0,58	0,70	0,75	0,74	0,62	0,41	0,21	0,16	0,12
	NV	0,05	0,11	0,12	0,16	0,16	0,22	0,25	0,28	0,30	0,31	0,37	0,53	0,66	0,73	0,67	0,47	0,27	0,17	0,13
	Oriz	0,05	0,12	0,21	0,38	0,45	0,58	0,69	0,78	0,82	0,83	0,79	0,71	0,60	0,48	0,35	0,23	0,15	0,12	0,09
< 4,5	N	0,12	0,31	0,70	0,35	0,66	0,72	0,77	0,82	0,85	0,86	0,83	0,76	0,69	0,70	0,80	0,61	0,26	0,13	0,11
	NE	0,09	0,34	0,59	0,73	0,64	0,63	0,46	0,39	0,36	0,32	0,32	0,27	0,23	0,19	0,15	0,11	0,07	0,05	0,07
	E	0,08	0,28	0,41	0,69	0,78	0,78	0,70	0,56	0,37	0,31	0,27	0,23	0,19	0,16	0,12	0,10	0,05	0,04	0,06
	SE	0,06	0,26	0,35	0,54	0,63	0,79	0,82	0,78	0,67	0,50	0,36	0,29	0,23	0,18	0,14	0,09	0,05	0,04	0,06
	S	0,03	0,07	0,12	0,17	0,30	0,38	0,63	0,75	0,82	0,81	0,73	0,50	0,42	0,28	0,19	0,13	0,07	0,05	0,07
	SV	0,03	0,06	0,09	0,13	0,17	0,21	0,25	0,39	0,56	0,70	0,80	0,83	0,77	0,66	0,48	0,29	0,15	0,10	0,13
	V	0,03	0,05	0,09	0,12	0,15	0,17	0,21	0,24	0,27	0,45	0,61	0,73	0,80	0,78	0,64	0,41	0,19	0,13	0,16
	NV	0,04	0,08	0,12	0,16	0,19	0,23	0,26	0,29	0,31	032	0,39	0,56	0,69	0,77	0,70	0,48	0,21	0,14	0,15
	Oriz	0,05	0,11	0,22	0,35	0,48	0,62	0,74	0,82	0,87	0,86	0,81	0,72	0,60	0,47	0,33	0,20	0,12	0,10	0,11

Tabelul 6.9.

Coeficienții de umbrire c_{u1} şi c_{u2} pentru determinarea suprafețelor umbrite în luna iulie

Orient		Ora de calcul												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
N	c_{u1}	4,01	14,3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14,3	4,01
	c_{u2}	1,04	6,76	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,76	1,04
NE	c_{u1}	0,60	0,87	1,28	2,05	5,67	-	-	-	-	-	-	-	-
	c_{u2}	0,29	0,61	1,14	2,35	8,27	-	-	-	-	-	-	-	-
E	c_{u1}	0,25	0,07	0,12	0,34	0,70	1,60	-	-	-	-	-	-	-
	c_{u2}	0,25	0,47	0,71	1,09	1,7	3,55	-	-	-	-	-	-	-
SE	c_{u1}	1,66	1,15	0,78	0,49	0,18	0,23	1,00	4,33	-	-	-	-	-
	c_{u2}	0,49	0,71	0,89	1,15	1,45	1,93	1,06	8,40	-	-	-	-	-
S	c_{u1}	-	-	8,14	2,90	1,43	0,62	-	0,62	1,43	2,90	8,14	-	-
	c_{u2}	-	-	5,80	3,17	2,50	2,22	2,14	2,22	2,50	3,17	5,80	-	-
SV	c_{u1}	-	-	-	-	-	4,33	1,00	0,23	0,18	0,49	0,78	1,15	1,66
	c_{u2}	-	-	-	-	-	8,40	1,06	1,93	1,45	1,15	0,89	0,71	0,49
V	c_{u1}	-	-	-	-	-	-	-	1,60	0,70	0,34	0,12	0,07	0,25
	c_{u2}	-	-	-	-	-	-	-	3,55	1,7	1,09	0,71	0,47	0,25
NV	c_{u1}	-	-	-	-	-	-	-	-	5,67	2,05	1,28	0,87	0,60
	c_{u2}	-	-	-	-	-	-	-	-	8,27	2,35	1,14	0,61	0,29

Pentru pereții cortină calculul aportului de căldură se va efectua în acelaşi mod ca şi la ferestre ținând cont de elementele de umbrire care acționează pe suprafața de construcție.

Tabelul 6.10

Coeficientul global de transfer de căldură pentru ferestre duble şi triple

Tipul	Geamuri	Coeficient de emisie **e**	Dimensiuni (mm)	Spatiul dintre foile de geam este umplut cu:		
				Aer	Argon	Krypton
	Geam normal netratat	0,89	4-6-4	3,3	3,0	2,8
			4-9-4	3,0	2,8	2,6
			4-12-4	2,9	2,7	2,6
			4-15-4	2,7	2,6	2,6
			4-20-4	2,7	2,6	2,6
		≤0,40	4-6-4	2,9	2,6	2,2
			4-9-4	2,6	2,3	2,0
			4-12-4	2,4	2,1	2,0
			4-15-4	2,2	2,0	2,0
			4-20-4	2,2	2,0	2,0
		≤ 0,20	4-6-4	2,7	2,3	1,9
			4-9-4	2,3	2,0	1,6
			4-12-4	1,9	1,7	1,5
			4-15-4	1,8	1,6	1,6
			4-20-4	1,8	1,7	1,6
		≤0,10	4-6-4	2,6	2,2	1,7
			4-9-4	2,1	1,7	1,3
			4-12-4	1,8	1,5	1,3-
			4-15-4	1,6	1,4	1,3
			4-20-4	1,6	1,4	1,3

GEAMURI DUBLE		≤0,05	4-6-4	2,5	2,1	1,5
			4-9-4	2,0	1,6	1,3
			4-12-4	1,7	1,3	1,1
			4-15-4	1,5	1,2	1,1
			4-20-4	1,5	1,2	1,2
GEAMURI TRIPLE	Geam normal netratat	0,89	4-6-4-6-4	2,3	2,1	1,8
			4-9-4-9-4	2,0	1,9	1,7
			4-12-4-12-4	1,9	1,8	1,6
	O suprafață tratată	≤0,40	4-6-4-6-4	2,0	1,7	1,4
			4.9.4.9-4	1,7	1,5	1,2
			4-12-4-12-4	1,5	1,3	1,1
		≤ 0,20	4-6-4-6-4	1,8	1,5	1,1
			4-9-4-9-4	1,4	1,2	0,9
			4-12-4-12-4	1,2	1,0	0,8
		≤0,10	4_6-4-6-4	1,7	1,3	1,0
			4.9.4-9-4	1,3	1,0	0,8
			4-12-4-12-4	1,1	0,9	0,6
		≤0,05	4-6-4-6-4	1,6	1,3	0,9
			4.9-4.9.4	1,2	0,9	0,7
			4-12-4-12-4	1,0	0,8	0,5

7. APORTURI DE CĂLDURĂ DE LA ÎNCĂPERI VECINE

Dacă încăperea climatizată se învecinează cu încăperi neclimatizate unde se realizează temperaturi mai mari, se va produce un transfer de căldură de la încăperea neclimatizată către cea climatizată. Acest transfer termic este în general denumit ”aport de la încăperi vecine” şi se include în bilanțul global al aporturilor de căldură către încăpere. El se determină cu relația în regim staționar :

$$Q_{îv} = S\ U_p\ (t_{vm} - t_i) \qquad (7.1)$$

unde:

S – suprafața peretelui dintre cele două încăperi, calculată ca produs al dimensiunilor interioare ale peretelui respectiv [m^2] ;

U_p – coeficientul de transfer global de căldură al peretelui [W/m^{2}K] ;

t_{vm} – temperatura realizată în încăperea vecină considerând că aceasta este ventilată mecanic sau natural, temperatură determinată cu relația 4.2 [°C] ;

Fiind determinat în regim staționar, aportul de la încăperi vecine se consideră constant la toate orele de bilanț termic ale încăperii climatizate.

8. DEGAJĂRI DE CĂLDURĂ DE LA SURSE INTERIOARE

Sursele interioare potențiale de degajări de căldură sunt : oamenii, iluminatul, maşinile şi echipamentul acționat electric, suprafețele calde, materialele care se răcesc, etc.

8.1 DEGAJAREA DE CĂLDURĂ DE LA OAMENI

Degajarea de căldură de la oameni este dependentă de mai mulți factori din care cei mai importanți se referă la felul activității care evidențiază efortul depus şi temperatura aerului interior.

Degajarea de căldură a oamenilor Q_{om} se determină cu relația:

$$Q_{om} = N\, q_{om} \qquad (8.1)$$

În care: N – numărul de persoane şi

q_{om} - degajarea specifică de căldură a unei persoane în funcție de starea de efort fizic şi temperatura aerului interior şi care poate fi redat în nomograme sau tabele (W/persoană).

Tabelul nr. 8.1

Degajarea de căldură a oamenilor funcție de tipul activității (după ASHRAE)

	Degajarea [W]		q_p	q_l
Tipul activității	Bărbat adult	Ponderată		
Aşezat la teatru, matinee	115	95	65	30
Aşezat la teatru, noaptea	115	105	70	30
Aşezat, muncă uşoară, birouri, apartamente	130	115	70	45
Activitate moderate, birouri, apartamente	140	130	75	55
Mers uşor, magazine	160	130	75	55
Mers uşor, bănci, farmacii	160	145	75	70
Muncă sedentară, restaurante	145	160 *	80	80
Muncă la bandă în fabrică	235	220	80	140
Dans moderat, discotecă	265	250	90	160
Mers cu 4,8 km/h, muncă uşoară la maşini unelte	295	295	110	185
Bowling	440	425	170	255
Muncă grea, fabrică	440	425	170	255
Muncă grea la maşini unelte	470	425	180	285
Atletism	585	525	210	315

Ponderarea s-a efectuat considerând că o femeie degajă aproximativ 85% din degajarea de căldură a unui bărbat adult iar un copil aproximativ 75% din aceasta.

* - această degajare conține 18 W căldură din mâncarea consumată, 9 W căldură perceptibilă şi 9 W căldură latentă.

Degajarea specifică a unei persoane q_{om} se poate scrie la rândul său:

$q_{om} = q_p + q_l$

în care:

q_p – degajarea de căldură perceptibilă

q_l – degajarea de căldură latentă

$q_p = q_{om} - q_l$

Pentru situațiile obişnuite de activitate depusă degajarea de căldură a oamenilor q_{om} se poate evalua cu ajutorul tabelului nr. 8.1

8.2 DEGAJAREA DE CĂLDURĂ DE LA ILUMINATUL ELECTRIC

Fluxul de căldură degajat de la sursele de iluminat electric se poate determina cu relația:

$$Q = N_{il}*B \quad [W] \qquad (8.2)$$

în care: -N_{il} este puterea instalata a surselor de iluminat, în W;

- B este coeficient care ține seama de partea de energie electrica transformată în căldură.

Pentru iluminatul fluorescent B = 0,8 iar pentru cel incandescent B = 0,9.

In cazul iluminatului incandescent repartiția căldurii este 72% căldură radiantă de mare lungime de undă şi 28% căldura convectivă şi conductiva (inclusiv lumina) iar pentru iluminatul fluorescent 26,5% este căldura radiantă şi 73,5% căldura convectivă, conductivă şi lumină.

Deşi este destul de însemnat cantitativ, fluxul termic provenit de la iluminatul electric nu se introduce întotdeauna sau cu întreaga valoare in bilanțul termic. Un caz tipic este acela al încăperilor vitrate când sarcina termica corespunde unei ore de calcul la care radiația solară este maximă când iluminatul electric nu este necesar.

8.3 DEGAJAREA DE CĂLDURĂ DE LA MAŞINI ACȚIONATE ELECTRIC

În cazul când în încăperea climatizată sunt prezente maşini acționate electric, aportul de căldură Q_M de la acestea se va scrie:

$$Q_M = \chi_1 \chi_2 \chi_3 \chi_4 N_{me} \quad [W] \qquad (8.3)$$

în care:

N_{me} este puterea nominală instalată a maşinilor acționate electric [W];

$\chi_1 = \frac{P_{max}}{P_{nom}}$ - coeficient de utilizare a puterii instalate şi reprezintă raportul dintre puterea maximă necesară a maşinii şi puterea nominală a motorului electric;

$\chi_1 = 0,7 \ldots 0,9$

$\chi_2 = \frac{P_{med}}{p_{nom}}$ - coeficient de încărcare care reprezintă raportul între puterea medie utilizată de maşină şi puterea motorului electric;

$\chi_2 = 0,5 \ldots 0,8$

χ_3 - coeficient de simultaneitate;

$\chi_3 = 0,5 \ldots 1,0$

χ_4 - coeficient de corecție in funcție de modul de preluare a căldurii de către aer;

$\chi_4 = 0,1 \ldots 1,0$

Produsul coeficienților poate să ajungă la valori de 0,2, pentru secții industriale cu un număr mare de maşini acționate electrice.

Pentru un număr mic de motoare electrice este indicat să se considere valorile medii ale acestor coeficienți.

8.4 DEGAJĂRI DE CĂLDURĂ DE LA ECHIPAMENTUL ELECTRONIC DE BIROU

Echipamentele de birou (computere, imprimante, fotocopiatoare, videoproiectoare, servere, stații de lucru etc.) au degajări importante de căldură şi trebuie luate în considerare puterile electrice indicate de producător.

Dacă nu se cunoaşte echiparea exactă a biroului, în faza de proiect tehnic se pot utiliza datele de mai jos. La stabilirea exactă a echipamentului sarcinile termice se vor reevalua. Valori ale degajărilor specifice acestor tipuri de echipamente sunt redate în tabelul 8.2.

Tabelul 8.2

Degajarea de căldură a echipamentului de birou

Nr.	Tip echipament	Degajarea de căldură maximă
1	Server	500 - 1500 W
2	Calculator	100 – 400 W
3	Stație de lucru	500 w
4	Laptop	90 W
5	Ploter	75 W
6	Imprimantă de birou cu de jet cerneală	50 W
7	Imprimantă cu laser	250 W
8	Copiator de mare viteză	300-400 W
9	Retroproiector	250 W
10	Videoproiector	200 W
11	Copiator digital	100 W

8.5. DEGAJAREA DE CĂLDURĂ DE LA MATERIALE UTILAJE DE BUCĂTĂRIE

Degajarea de căldură a câtorva tipuri de utilaje de bucătărie este redată în tabelul 8.3.

Tabelul 8.3.

Nr.	Utilajul	Mărimea	Degajarea de căldură (cazul fără hotă) [W]		Degajarea de căldură (cazul cu hotă)[W]
			Căldură perceptibilă	Căldură latentă	
1	Grătar electric (Degajarea pe kilogram de preparat)	36-136 kg	57	31	27
2	Cafetieră	12 ceşti	1100	560	530
3	Încălzitor cafea	Degajare pe un arzător	440	230	210
4	Spălător de vase	Pentru 100 vase	50	110	50
5	Vitrină frigorifică	Pe un $1m^3$ de volum interior	640	0	640
6	Masă caldă cu lămpi infraroşii	Degajare pe lampă	250	0	250
7	Idem	Degajare pe m	950	0	950
8	Plită cu arzător dublu		1870	1300	1490
9	Mixer mare	70 l, Degajare pe litru	29	0	29
10	Fierbător HOT-DOG	50 Hot-Dog	100	50	48
11	Cuptor cu microunde comercial	20 l	2630	0	0
12	Grill	Degajarea pe metru pătrat	1940	1080	1080
13	Preparator cuburi de gheață	100 kg/zi	2730	0	0
14	Idem	50 kg/zi	1880	0	0
15	Frigider mare	Degajare pe metru cub	310	0	310
16	Idem mic	Idem	690	0	690

Utilajele de bucătărie sunt utilizate pentru gătit dar şi pentru păstrarea materiilor prime sau pentru spălatul acestora sau a vaselor folosite. Ele pot funcționa cu gaz metan sau electric.

Degajarea de căldură de la principalele utilajele de bucătărie trebuie preluată din datele tehnice ale acestora. Dacă nu se cunosc utilajele exacte în faza de proiect tehnic se pot utiliza datele din tabelul 8.3. La stabilirea exactă a utilajelor sarcinile termice se vor reevalua.

8.6 DEGAJAREA DE CĂLDURĂ DE LA MÂNCARE

Pentru cantinele unde se serveşte o mare cantitate de mâncare degajarea de căldură se determină cu relația:

$$Q_{mânc} = N_p\, g\, c_{mânc}\,(t_1 - t_2) \qquad [W] \qquad (8.4)$$

Unde: N_p – numărul de porții de mâncare consumate într-o oră

g – greutatea unei porții în kg/s

$c_{mânc}$ - căldura specifică a mâncării, care are valoarea medie de 3350 J/kgK

t_1 - temperatura la care este adusă mâncarea, egală cu 70°C

t_2 - temperatura la care este servită mâncarea, egală cu 40°C.

Pentru restaurante degajarea de căldură de la mâncare este inclusă în degajarea de căldură a omului şi este redată în tabelul 8.1, degajarea de căldură de la o porție de mâncare fiind de 18 W din care 9 W căldură perceptibilă şi 9 W căldură latentă.

8.7. DEGAJAREA DE CĂLDURĂ DE LA MATERIALE CARE SE RĂCESC

În spațiile de producție există situații în care se aduc materiale fierbinți sau incandescente sau chiar topite şi care se răcesc în interior cedând căldură spațiului în care se produce. Degajarea de căldură de la materialele care se răcesc se determină cu relația:

$$Q_{matrac} = G\, c\, (t_{im} - t_{fim}) \qquad [kJ] \qquad (8.5)$$

unde: G – masa materialelor care se răcesc (kg);

c – căldura specifică a materialelor care se răcesc [kJ/kg k]

t_{im} - temperatura inițială la care este adus materialul [°C]

t_{fim} - temperatura finală la care materialul părăseşte încăperea [°C]

Dacă materialul îşi schimbă starea de agregare degajarea de căldură către aerul

interior este:

$$Q_{mat} = G\,[(t_{im} - t_t) + r + (t_t - t_{fim})] \qquad [kJ] \qquad (8.6)$$

Unde:

t_t – temperatura de schimbare de fază a materialului [°C]

r – căldura latentă de schimbare de fază a materialului [°C]

Degajarea de căldură calculată cu relațiile 8.5 şi 8.6 este raportată la întreaga perioadă de timp în care e produce răcirea.

Pentru a se putea determina fluxul de căldură trebuie cunoscut bine procesul de producție pentru că răcirea nu se face uniform în timp.

9. STABILIREA SARCINII TERMICE DE CALCUL

9.1. Sarcina termică de vară Q_v se determină cu relația:

$$Q_v = Q_{ap} + Q_{deg} \quad (9.1)$$

Unde:

- Q_{ap} - reprezintă suma aporturilor de căldură calculate conform metodologiei expuse în capitolele 5 şi 6;
- Q_{deg} - reprezintă suma degajărilor de căldură de la sursele interioare conform metodologiei expuse al capitolul 7.

Calculul se va efectua cu un pas de timp de o oră pentru întreg orarul de funcționare al încăperii şi se va lua în considerare valoarea maximă rezultată.

Degajările de căldură de la sursele interioare se vor lua în considerare în conformitate cu orarul de funcționare al încăperii.

Degajarea de căldură latentă se va lua în considerare doar dacă provine de la de la surse de vapori de apă externe încăperii pentru care se calculează sarcina termică.

În cazul clădirilor cu mai multe încăperi climatizate, sarcina termică a clădirii se va determina în acelaşi mod prin însumarea orară a sarcinilor termice a încăperilor, **sarcina de răcire a clădirii** fiind valoarea maximă rezultată.

9.2. Sarcina termică de iarnă Q_i se determină cu relația :

$$Q_i = Q_{deg} - Q_p \quad (9.2)$$

Unde:

- Q_{deg} – reprezintă suma degajărilor de căldură de la sursele interioare, conform metodologiei expuse la capitolul 7, pentru sursele de degajări existente în situația de iarnă.

Degajările de căldură se vor lua în considerare în conformitate încărcarea normală a încăperilor respective.

În situația de iarnă se va lua în calcul şi degajarea de căldură de corpurile de încălzire de gardă, $Q_{gardă}$, dacă încăperea are încălzire de gardă cu corpuri statice.

- Q_p – reprezintă pierderea de căldură a încăperii, calculată cu temperatura interioară de iarnă, în conformitate cu metodologia indicată în STAS 1907/ 1/1997, cu excepția necesarului de căldură pentru aerul infiltrat

Necesarul de căldură pentru aerul infiltrat nu se va lua în considerare pentru încăperile ventilate în suprapresiune.

Pentru încăperile de locuit unde aerul proaspăt este introdus cu temperatura egală cu cea interioară nu se va lua în calcul decât necesarul de căldură prin transmisie.

Dacă în încăpere se introduc materiale reci care se încălzesc în timpul procesului de producție consumul de căldură pentru încălzirea acestora se calculează cu relația 8.5. şi el se va cumula cu pierderile de căldură ale încăperii.

Sarcina termică de iarnă poate fi pozitivă când încăperea va trebui răcită sau negativă, caz în care în care încăperea va trebui încălzită.

Sarcina termică a clădirilor încăperii în situația de iarnă se va determina ca şi în situația de vară prin însumarea sarcinilor termice ale încăperilor, **sarcina de încălzire a clădirii** fiind valoarea maximă rezultată.

9. 3. Exemplu de calcul

Să se calculeze aporturile de căldură pentru o încăpere tip birou situată în localitatea Ploieşti.

Se cunosc următoarele date:

- încăperea are dimensiunile (conform desen): $L = 12$ m

$l = 6$ m

$h = 3,5$ m

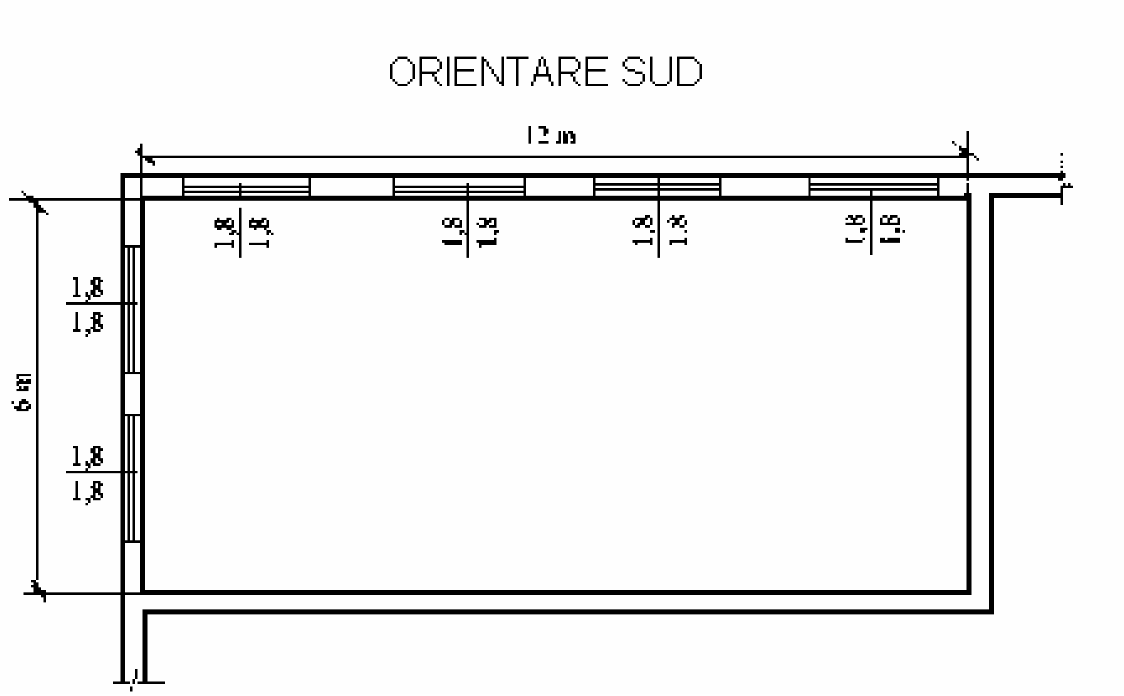


Figura 9.1: Dimensiunile încăperii (exemplul 1)

- încăperea are doi pereți exteriori din BCA, unul orientat SUD, celălalt orientat EST, având următoarele caracteristici:

$\delta = 30$ cm

$\lambda = 0,27$ W/m K

$c = 877$ J/kg K

$\rho = 600$ kg/m^3

- conform figurii pe pereți sunt amplasate mai multe ferestre, o fereastră având 1,5 m (lățime) şi 1,8 m (înălțime).

- ferestrele au ramă din PVC (sau aluminiu) şi geam dublu din sticlă obişnuită ; ele sunt protejate la interior cu jaluzele (orizontale) venețiene din aluminiu, de culoare deschisă.

Încăperea vecină de pe orientarea Nord este climatizată în aceleaşi condiții ca încăperea studiată iar încăperea de pe orientarea Est este neclimatizată.

- se va considera un grad de asigurare de 95%.

REZOLVARE

Din tabelul 3.1 se extrag pentru localitatea Ploieşti şi un grad de asigurare g = 95% :

- temperatura medie zilnică t_{em} = 25,5 °C
- conținutul de umiditate x_{clim} = 10,8 g/kg
- amplitudinea oscilației zilnice de temperatură A_z = 7.

Se determină temperatura de calcul a aerului exterior vara :

$t_{ev} = t_{em} + A_z = 25,5 + 7 = 32,5°C$

Se calculează temperatura aerului interior vara:

$t_i = t_{ev} – (4 - 10°C) = 32,5 - 6,5 = 26°C$

$t_i = 26°C$

Pentru calculul aporturilor de căldură prin pereții exteriori se va considera $\Delta t = 6°C$.

Suprafețele pereților exteriori sunt :

$S_{PE,S} = 12 * 3,5 – 4 * 2,7 = 31,2\ m^2$

$S_{PE,E} = 6 * 3,5 – 2 * 2,7 = 15,6\ m^2$

Din suprafața peretelui exterior s-au extras suprafețele corespunzătoare ferestrelor exterioare.

Suprafața unei ferestre este S_{FE} = B * H = 1,5 * 1,8 = 2,7 m^2.

Utilizând valorile deja determinate ale fluxului de căldură unitar pentru un perete exterior din BCA, de grosime de 30 cm (tip perete : 8), se pot determina fluxurile globale de căldură pentru orientările pe care sunt amplasați pereții încăperii (tabelul 9.1) :

Tabelul 9.1

Aporturile de căldură prin pereții exteriori de orientare Sud şi Est

Ora de calcul	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
$q_{PE,S}$	0,25	0,05	0,01	0,19	0,61	1,24	1,98	2,75	3,46	4,01	4,34	4,47	4,44
$Q_{PE,S}$	8	2	0	6	19	39	62	86	108	125	135	139	139
$q_{PE,E0,25}$	0,73	1,2	1,88	2,64	3,33	3,85	4,13	4,31	4,44	4,52	4,56	4,53	4,43
$Q_{PE,E}$	11	19	29	41	52	60	64	67	69	70	71	71	69

Aportul de căldură printr-o fereastră se determină cu relația :

$Q_{FE} = c_t f\, m\, (Si\, c_p\, I_{Dmax} + S\, I_{dmax}) + S\, U_f\, (t_e - t_i)$ (W)

unde :

c_t = 1, pentru ferestre cu ramă din lemn, aluminiu sau PVC.

c_p se alege din tabelul 6.1 pentru localitatea Ploieşti, oraş industrial mare, situat la altitudinea de 146 m.

c_p = 0.89 pentru orientarea S, I_D^{max} se realizează la ora 12.

c_p = 0.85 pentru orientarea E, I_D^{max} se realizează la ora 8.

f = 0,58 pentru geam termopan din sticlă obişnuită, protejat la interior cu jaluzele orizontale uşoare din aluminiu (tabelul 6.5).

Coeficientul mediu de asimilare termică s_{med} pentru această încăpere se va determina cu relația 6.4, ținând seama că pereții interiori şi tavanul sunt tencuiți cu tencuială de ciment şi var care are un coeficient de asimilare s = 9.47 W/m^2 K şi

pardoseala este din parchet de stejar cu coeficientul de asimilare termică s = 5.78 W/m^2 K.

$S_{perete} = S_{perete\ exterior} + S_{perete\ interior} = 31.2 + 15.6 + 12 * 3.5 + 6 * 3.5 = 109.8$ m^2

$S_{tavan} = S_{pardoseala} = 12 * 6 = 72$ m^2

$S_{total\ FE} = 2.7 * 6 = 16.2$ m^2

$$s_{med} = \frac{\sum(109.8 \cdot 9.47 + 72 \cdot 5.78 + 72 \cdot 9.47)}{\sum(109.8 + 72 + 72)} = 8.85 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

m se alege din anexa 6.8 pentru ferestre protejate la interior, pentru un coeficient mediu de asimilare termică determinat cu o valoare cuprinsa intre 4.5 si 10.5 W/m^2 K şi pentru cele două orientări de calcul Sud şi Est.

$S_{FE} = B * H = 1,5 * 1,8 = 2,7$ m^2

$U_{FE} = 2,8$ W/m^2 K pentru geam cu strat de aer interior.

$I_d^{max} = 147$ W/m^2

$I^{max} = I_D^{max} + I_d^{max}$

Pentru orientarea sud: $I_D^{max} = 394$ W/m^2

Pentru orientarea est : $I_D^{max} = 575$ W/m^2

Temperatura exterioară orară efectivă se calculează cu relația :

$t_e = t_{em} + c \cdot A_z]$

iar $t_i = 26$°C.

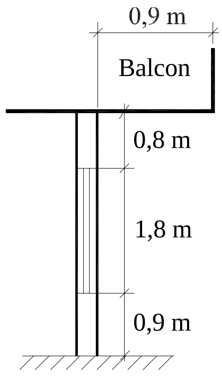


Figura 9.2

Suprafaţa însorită S_i se determină astfel :

$$S_i = (B - b_u)\cdot(H - h_u)$$

unde :

$$b_u = \delta_1 \cdot c_{u1}$$

$$h_u = \delta_2 \cdot c_{u2} - h_1$$

S-a considerat conform desenului (figura 2):

$$\delta_1 = 15cm = 0.15m$$

$\delta_2 = 90cm = 0.9m$ (dat de existenţa unui balcon) $h_1 = 80cm = 0.8m$

Mărimile c_{u1}, c_{u2} se determină din tabelul 6.9 în funcţie de orientările considerate (sud şi est) pentru luna de calcul, luna iulie.

Calculul aporturilor de căldură prin ferestre s-a realizat în tabelele următoare ***(tabelul 9.2 şi 9.3)***.

Aporturile de căldură prin pereţii exteriori şi prin elementele vitrate, precum şi degajările de căldură de la sursele interioare, pentru încăperea studiată, sunt centralizate în ***tabelul 9.4***. Tot aici s-a introdus şi aportul de căldură de la încăperile vecine neclimatizate. Valoarea maximă a fluxului total de căldură reprezintă tocmai sarcina termică de vară, deci sarcina termică de răcire.

Tabelul 9.2

Calculul aporturilor de căldură prin ferestrele orientate Sud

Ora de calcul	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
t_e	18,9	20,3	23,4	26,2	28,7	30,3	31,3	31,9	32,3	32,5	32,3	31,6	30,4
m	0,12	0,17	0,29	0,35	0,59	0,7	0,77	0,77	0,7	0,49	0,43	0,29	0,35
c_{u1}	0	0	8,14	2,9	1,43	0,62	0	0,62	1,43	2,9	8,14	0	0
c_{u2}	0	0	5,8	3,17	2,5	2,22	2,14	2,22	2,5	3,17	5,8	0	0
b_u	0,00	0,00	1,22	0,44	0,21	0,09	0,00	0,09	0,21	0,44	1,22	0,00	0,00
h_u	0,00	0,00	4,42	2,05	1,45	1,20	1,13	1,20	1,45	2,05	4,42	0,00	0,00
Si	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,45**	**0,85**	**1,01**	**0,85**	**0,45**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**
$c_t*c_p*f*m*Si*I_D$ max	0,00	0,00	0,00	0,00	54	121	158	133	64	0,00	0,00	0,00	0,00
$c_t*f*m*S*I_d$max	28	39	67	81	136	161	177	177	161	113	99	67	81
$S_{FE}*U_{FE}*$(te-ti)	-54	-43	-20	2	20	33	40	45	48	49	48	42	33
Q_{FE}	-26	-4	47	83	210	315	375	355	273	162	147	109	114
4 Q_{FE}	-104	-16	188	332	840	1260	**1500**	1420	1092	648	588	436	456

Tabelul 9.3

Calculul aporturilor de căldură prin ferestrele orientate Est

Ora de calcul	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
t_e	18,9	20,3	23,4	26,2	28,7	30,3	31,3	31,9	32,3	32,5	32,3	31,6	30,4
m	0,48	0,65	0,72	0,73	0,67	0,54	0,37	0,32	0,29	0,25	0,21	0,18	0,14
c_{u1}	0,25	0,07	0,12	0,34	0,7	1,6	0	0	0	0	0	0	0
c_{u2}	0,25	0,47	0,71	1,09	1,75	3,55	0	0	0	0	0	0	0
b_u	0,04	0,01	0,02	0,05	0,11	0,24	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
h_u	0	0	0	0,181	0,775	2,395	0	0	0	0	0	0	0
Si	**2,63**	**2,68**	**2,67**	**2,35**	**1,43**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**
c_t*c_p*f*m*Si*I_D max	358	494	544	485	272	0	0	0	0	0	0	0	0,00
c_t*f*m*S*$I_d$max	111	150	166	168	154	124	85	74	67	58	48	41	32
S_{FE}*U_{FE}*(te-ti)	-54	-43	-20	2	20	33	40	45	48	49	48	42	33
Q_{FE}	415	601	690	655	446	157	125	119	115	107	96	83	65
2 Q_{FE}	830	1204	**1380**	1310	892	314	250	238	230	214	192	166	130

Degajări de căldură de la surse interioare

1. Degajarea de căldură de la oameni

$Q_{om} = N \cdot q_{om}$ (W)

In încăperea studiată avem N = 12 persoane.

q_{om} = 115 W/persoană, pentru o temperatură interioară t_i = 26°C şi ocupanți aflați în repaus (nomograma 8.1).

Q_{om} = 12 * 115 = 1380 W

2. Degajarea de căldură de la iluminatul electric

$Q_{il} = N_{il} * B$ (W)

$N_{il} = 30\ W/m^2 * 72\ m^2 = 2160$ W

B = 0.8, pentru iluminat fluorescent.

Q_{il} = 2160 * 0.8 = 1728 W.

3. Degajări de căldură de la echipamentul electronic de birou

In birou există un copiator care funcţionează tot timpul programului de lucru şi un total de 8 calculatoare pentru cei 12 ocupanţi ai încăperii.

$Q_{copiator}$ = 100 W (tabelul 8.2)

$Q_{calculatoare}$ = 8 * $Q_{calculator}$ = 8 * 300 W = 2400 W (tabelul 8.2)

Tabelul 9.4

Aporturile si degajările de căldură pentru încăperea considerată

Ora de calcul	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
$Q_{PE,S}$	8	2	0	6	19	39	62	86	108	125	135	139	139
$Q_{PE,E}$	11	19	29	41	52	60	64	67	69	70	71	71	69
4 $Q_{FE,S}$	-104	-16	188	332	840	1260	**1500**	1420	1092	648	588	436	456
2 $Q_{FE,E}$	630	1280	**1380**	1310	1256	314	250	238	230	214	192	166	130
Q ap	**545**	**1285**	**1597**	**1689**	**2167**	**1673**	**1876**	**1811**	**1499**	**1057**	**986**	**812**	**794**
Q om	276	276	1380	1380	1380	1380	1380	1380	1380	828	828	828	828
Q il	1728	1728	1728	0	0,0	0	0	0	0	0,0	0	864	864
Q copiator	0	0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	0
Q calculatoare	0	0	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	1440	14400	1440	1440
Q deg	**2004**	**2004**	**5608**	**3880**	**3880**	**3880**	**3880**	**3880**	**3880**	**2368**	**2368**	**3232**	**3132**
Q ap +Q deg	**2594**	**3289**	**7205**	**5569**	**6047**	**5553**	**5756**	**5691**	**5379**	**3425**	**3354**	**4044**	**3926**

Aporturi de căldură de la încăperi vecine

Se ştie din tema de proiectare că încăperea climatizată se învecinează cu o încăpere neclimatizată, având un perete exterior de orientare Sud. Cealaltă încăpere vecină, ce are un perete exterior orientat Est, este climatizată, în aceleaşi condiţii cu încăperea studiată.

In aceste condiţii, aportul de căldură pe care îl primeşte încăperea climatizată de la încăperea vecină ce este ventilată mecanic, se determină cu relaţia :

$Q_{iv} = S_{PI} * U_{PI} * (t_{vm} - t_i)$ (W)

S_{PI} = 6 * 3.5 = 21 m.

Peretele interior este de tip monostrat, din cărămidă plină (tip 1), de grosime δ = 15 cm şi λ = 0.8 W/m K şi are coeficientul global de transfer de căldură U_{pi}.

$$U_{PI} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_i}} = \frac{1}{\frac{2}{8}+\frac{0.15}{0.8}} = 2.28 \text{ W/m}^2\text{ K.}$$

t_i = 26°C

Din calculul aporturilor şi degajărilor de căldură a rezultat o valoare maximă Q^{max}_{ap+deg} = 7224 W. Considerând volumul încăperii

V = 12 * 6 * 3.5 = 252 m^3, se obține o sarcină termică specifică:

$$q = \frac{Q^{max}_{ap+\deg}}{V} = \frac{7205}{252} = 28.59 \text{ W/m}^3 > 25 \text{ W/m}^3$$

Conform relației (4.2) se obține:

$t_{vm} = t_{ml} + A_z + 5 = 21 + 7 + 5 = 33$ °C

t_{ml} = 21°C pentru un grad de asigurare de 50%.

Q_{iv} = 21 * 2.28 * (33-26) = 335 W

Sarcina termică a încăperii este calculată în tabelul 9,5

Tabelul 9.5

Sarcina termică a încăperii

Q ap +Q deg	**2594**	**3289**	**7205**	**5569**	**6047**	**5553**	**5756**	**5691**	**5379**	**3425**	**3354**	**4044**	**3926**
Q iv	335	335	335	335	335	335	335	335	335	335	335	335	335
Q total	**2929**	**3624**	**7540**	**2904**	**6382**	**5888**	**6091**	**6026**	**5714**	**3760**	**3689**	**4379**	**4261**

Sarcina termică de vară pentru încăperea studiată este :

$Q_v = Q^{max}_{total}$ = 7540 W

10. BILANȚUL DE UMIDITATE

Bilanțul de umiditate al încăperilor ventilate sau climatizate se calculează atât în situația de vară cât şi în cea de iarnă cu relația:

$$G = G_{deg} - G_{cons} \quad [kg/s] \qquad (10.1)$$

Unde:

G_{deg} - degajările de umiditate de la sursele interioare, şi,

G_{cons} - consumurile de umiditate în interiorul încăperii.

Sursele interioare ce pot degaja vapori de apă sunt: oamenii, mâncarea, suprafețele libere de apă, apa care stagnează sau curge pe pardoseală, materialele care se usucă, utilajele industriale etc.
Consumurile de apă sunt realizate de materiale higroscopice sau de suprafețele reci pe care se poate produce condensarea vaporilor de apă. De obicei aceste consumuri sunt nule în încăperile ventilate sau climatizate.

10.1 Degajări de umiditate de la oameni

Degajările de umiditate de la oameni este dependentă de temperatura interioară şi gradul de efort şi se determină cu relația:

$$G_{om} = N\, g_{om} \quad [kg/s] \qquad (10.2)$$

unde: N – numărul de persoane din încăpere

g_{om} - degajarea de umiditate a unei persoane, definită prin:

$$g_{om} = \frac{q_l}{h_v * 1000} \quad [kg/s\ pers] \qquad (10.3)$$

în care q_l (W/om) – degajarea de căldură latentă a omului determinată conform paragrafului 8.1

h_v – entalpia vaporilor de apă la temperatura corpului uman, t_{om}= 37°C, determinată cu relația:

$$h_v = 1{,}86\, t_{om} + 2501 \quad [kJ/kg] \qquad (10.4)$$

10.2 Degajări de umiditate de la suprafețe libere de apă

Rezervoarele cu suprafață liberă de apă produc o degajare importantă de vapori în încăpere şi care se determină cu relația lui Dalton :

$$G_{sl} = SCv(p_s - p_v)\frac{1,013}{B} \quad [g/h] \qquad (10.5)$$

Unde: S – suprafața bazinului sau recipientului cu apă [m^2]

Cv – coeficient d evaporare care depinde de viteza curenților de aer şi de direcția acestora față de suprafața apei.

În cazul în care curenții de aer sunt paraleli cu suprafața apei Cv se calculează cu relația:

$$Cv = (0,477 + 3,625\ v)\ 10^{-6}\ [kg/m^2s\ mbar] \qquad (10.6)$$

Dacă curenții de aer sunt perpendiculari pe suprafața apei coeficientul de evaporare Cv este dublu

$$Cv = 2\ (0,477 + 3,625\ v)\ 10^{-6}\ [kg/m^2s\ mbar] \qquad (10.7)$$

p_s - presiunea de saturație a vaporilor de apă la temperatura superficială a apei [mbar]

p_v - presiunea parțială a vaporilor de apă din încăpere [mbar]

B – presiunea barometrică [bar]

Pentru piscine interioare se poate utiliza pentru coeficientul de evaporare

Cv = 13 kg/m^2s mbar pentru suprafețe calme şi Cv = 28 kg/m^2s mbar pentru suprafețe cu mişcare moderată.

Pentru situațiile practice degajarea de umiditate de la piscine se determină cu relația:

Piscine private	G = 75 S	[g/h]	(10.8)
Piscine publice	G = 150 s	[g/h]	(10.9)

Literatura franceză indică pentru coeficientul de evaporare Cv următoarea relație:

$$Cv = 25 + 15\ v \qquad (10.10)$$

Pentru piscine fără ocupare, cu viteza aerului v=0 m/s, Cv = 25

Pentru piscine cu un grad ocupare moderată, cu viteză aerului v=0,3 m/s, Cv = 30

Pentru piscine cu un grad ocupare mare, cu viteză aerului v=0,8 m/s, Cv = 40

În SUA se folosesc pentru piscinele interioare două relații empirice:

Pentru piscine ocupate degajarea de vapori de apă se determină cu relația:

$$G_{piscina} = [0{,}118 + 0{,}0195a\frac{(p_s - p_v)}{1{,}33}]S \qquad \text{[g/h]} \qquad (10.11)$$

iar pentru cele neocupate se poate utiliza relația:

$$G_{piscina} = [-0{,}059 + 0{,}0105\frac{(p_s - p_v)}{1{,}33}]S \qquad (10.12)$$

Unde: S, p_s , p_v au aceeaşi semnificați ca mai sus

a – coeficient de ocupare al piscinei care se determină din nomograma 10.1

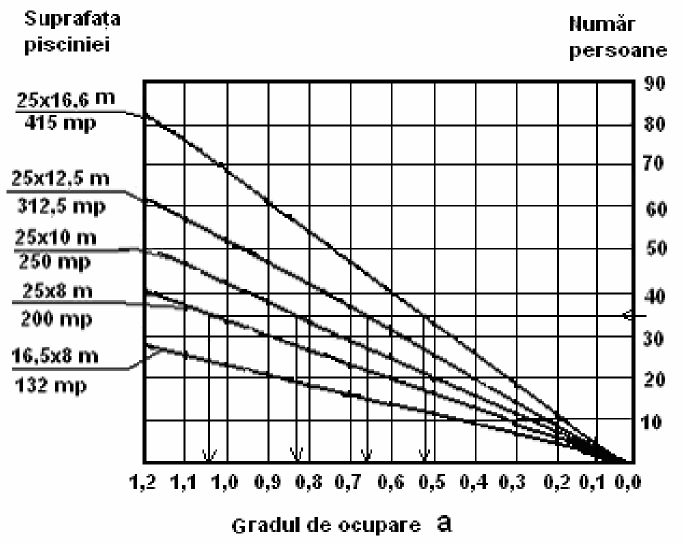


Figura 10.1. Coeficientul de ocupare al piscinei **a,** funcție de numărul de persoane şi suprafața piscinei

Pentru piscinele publice se poate utiliza pentru coeficientul **a** valoarea 0,5.

Degajarea de vapori de apă de la suprafețele piscinelor poate fi determinată şi din tabelul 10.1.

Tabelul 10.1

Degajarea de vapori de apă de la suprafața piscinelor

Temperatura apei		Degajarea de vapori medie de [g/m^2]													
		Temperatura aerului °C / Umiditatea relativă φ [%]													
	°C	24		25		26		27		28		29		30	
	φ [%]	50	60	50	60	50	60	50	60	50	60	50	60	50	60
22		204	182	197	174	190	165	182	156						
23		217	194	209	187	203	178	194	169	187	158				
24		230	208	223	200	216	191	208	182	118	172	192	162		
25				235	213	229	204	221	195	213	185	205	175	196	164
26						244	219	236	210	228	200	220	190	211	176
27								250	223	243	215	235	205	226	194
28										259	230	250	221	241	209
29												268	238	259	227
30														277	244

10.3 Degajări de umiditate de la apa stagnantă pe pardoseală

Apa care stagnează pe pardoseală se încălzeşte în timp şi apoi se evaporă degajarea de căldură fiind determinată cu relația:

$$G = \frac{\alpha_c S(t_i - t_i^{'})}{h_v 10^3} \qquad [kg/s] \qquad (10.13)$$

Unde: α_c – coeficient de convecție [W/m^{2}K];

$$\alpha_c = \frac{5v^{0,8}}{l^{0,2}} \qquad (10.14)$$

în care:

$l = S^{1/2}$, lungime caracteristică [m]

S - temperatura apei care stagnează pe pardoseală [m^2]

t_i – temperatura aerului interior [°C]

$t_i^{'}$ – temperatura aerului după termometru umed [°C]

h_v – entalpia vaporilor calculată pentru temperatura $t_i^{'}$ cu relația 10.3

Pentru calcule mai exacte pentru coeficientul α_c se vor utiliza relații criteriale din literatura specifică transferului de căldură.

10.4 Degajări de umiditate de la apa ce curge pe pardoseală

Dacă într-o încăpere se scurge un anumit debit de apă G_a până la o gură de scurgere, acesta se încălzeşte de la temperatura inițială t_1 până temperatura de evacuare din încăpere t_2 şi o parte a apei se evaporă. Degajarea de vapori care se produce în acest se determină cu relația:

$$G = \frac{G_a c_a (t_1 - t_2)}{h_v} [kg/s] \qquad (10.15)$$

Unde: c_a – căldura specifică a apei; c_a = 4,186 [kJ/kg K];M

t_1 – temperatura inițială a apei [°C]

t_2 – temperatura finală la care apa părăseşte încăperea [°C]

h_v - entalpia vaporilor de apă la temperatura medie a apei [kJ/kg]

10.5 Degajări de umiditate materiale care se usucă în încăpere

Degajarea de vapori de apă de la materialele care se usucă reducându-şi umiditatea relativă de la o valoare inițială φ1 la o valoare finală φ2 se poate determina cu relația:

$$G = G_m \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{1 + \varphi_2} \qquad [kg/s] \qquad (10.16)$$

Unde Gm este masa finală a materialului care se usucă în [kg/s].

10.6 Degajarea de umiditate de la mâncare se determină cu relația

$$G_{mânc} = N_p\, g_p \qquad [kg/s] \qquad (10.17)$$

Unde: N_p – numărul de porții

g_p – degajarea de căldură de la o porție de mâncare (W/porție) determinată din căldură latentă degajată de mâncare (9 W) cu o relație similară relației 10.2, entalpia vaporilor fiind calculată la o temperatură medie de 55°C (la care se aduce mâncarea). Rezultă g_p = 3,45 10^{-6} [kg/s].

10.7. Exemple de calcul

Exemplul 1.

Să se determine degajarea da vapori de apă a unei persoane care are o activitate de muncă uşoară la maşini unelte q om = 295 W/persoană; qp = 110 W/persoană; ql = 185 W/persoană

Pentru determinarea degajării de vapori de apă se vor utiliza relațiile 10.3 şi 10.4:

$g_{om} = q_l / h_v{*}1000$;

$h_v = h_v = 1,86\ t_{om} + 2501 = 1,86*35 + 2501 = 2566$ kJ/kg

gom = 185/2566*1000 = 0,000072 kg/s = 72*10^{-6} kg/s

Exemplul 2.

Să se calculeze degajarea de umiditate de la o piscina interioară amplasată într-o clădire independentă. Suprafața piscinei este de 32 m^2 (8x4m) .

Condițiile interioare dorite de beneficiar sunt:

Temperatura aerului interior t_i = 33 ° C;

Temperatura apei $t_{apă}$ = 31 °C ;

Degajarea de apă este dependentă de temperatura apei din bazin şi a aerului din cameră. Relația de calcul a degajării de vapori de apă este legea lui Dalton care are forma:

$$G_v = C\ S\ (P_B - P_i) \qquad [g/oră]$$

Unde:

- C – coeficient empiric funcție de gradul de agitare al piscinei,
  - o pentru piscine cu un grad de ocupare redus C = 13
  - o pentru piscine cu un grad de ocupare ridicat C = 28
- S – suprafața piscinei [m^2]
- P_B – presiunea de saturație a vaporilor de apă la temperatura apei din bazin
  - o Pentru $t_{apă}$ = 31 °C P_B = 42,5 mBar
- P_v – presiunea vaporilor de apă la temperatura şi umiditatea relativă a aerului din încăpere;
  - o Pentru t_i = 33°C şi φ_i = 60 % ; P_v = 30 mBar.

Dacă considerăm piscina cu un grad redus de ocupare degajarea de vapori de apă este:

$G_v = C\ S\ (P_B - P_i)$ = 13 * 32 * (42,5 – 30) = 13*32*12,5= 5200 g/oră **= 5,2 l/oră**

Dacă se consideră piscina cu un grad de ocupare mare degajarea de vapori de apă este:

118$G_v = C\ S\ (P_B - P_i)$ = 28 * 32 * (42,5 – 30) = 28*32*12,5= 11200 g/oră = **11,2 l/oră**

11. CALCULUL DEBITULUI DE AER

11.1 Calculul debitului pentru încăperi climatizate

Calculul debitului de aer pentru încăperile climatizate se face din condiția preluării simultane a căldurii şi umidității din încăpere.

Deoarece, în general sarcina termică şi de umiditate este mai mare vara, debitul de aer se va calcula în această situație.

Acest calcul, are pe lângă aspectele economice, şi anumite restricții funcționale în sensul că pentru evitarea senzației de curent, apare necesitatea limitării diferenței de temperatură între aerul interior şi cel refulat (condiționat) în funcție de ”bătaia” jetului de aer, ceea ce duce la dependența calculului de sistemul de distribuție al aerului în încăpere.

În acest moment sunt cunoscute două sisteme de distribuție a aerului:

- sistem de distribuție ˝**prin amestec**˝. În acest sistem aerul este refulat în partea superioară a încăperii şi preluarea căldurii şi umidității se face prin amestec turbulent între aerul refulat şi cel interior;
- un caz particular de ventilare prin amestec este acela când introducerea se face prin pardoseală şi evacuarea prin partea superioară a încăperii, sistemul fiind cunoscut ca sistem **jos-sus**.
- sistem de distribuție ˝**tip piston**˝. În acest caz introducerea aerului se poate face:
    - pe un perete şi evacuarea se face pe peretele opus
    - prin plafon şi evacuarea prin pardoseală.

Un caz particular al sistemului ˝**tip piston**˝ este ventilarea ˝**prin deplasare**” când refularea aerului se face prin guri speciale amplasate în zona de lucru şi evacuarea se face prin plafon sau prin partea superioară a pereților.

11.1.1 Debitul de aer pentru sistemul de climatizare ”prin amestec”

a. Situația de vară

În această categorie sunt incluse sistemele de ventilare în care refularea aerului se face deasupra zonei de lucru de regula în plafonul încăperii sau la partea superioară a pereților. În funcție de poziția relativă a gurilor de introducere şi evacuare, sistemul de ventilare prin amestec poate fi **sus-sus,** când introducerea şi evacuare se fac în partea de sus a încăperii, sistem **sus-jos**, când introducerea se face sus iar

evacuarea pe jos şi sistem **jos-sus** când introducerea se face prin pardoseală şi evacuarea prin partea superioară a încăperii.

Pentru a determina debitul de aer pentru sistemele **sus-sus** şi **sus-jos** trebuie cunoscut:

- starea aerului interior **I(t_i, φ_i)**, bilanțul termic de vară, **Q_v**, bilanțul de umiditate, **G_v**, tipul gurilor de refulare şi distanța dintre acestea şi zona de lucru.

Metodologia de determinare a debitului de aer este următoarea:

- Se înscrie in diagrama **h-x** punctul de stare al aerului interior pentru vară, **I_v** şi se determină parametrii **h_i** şi **x_i**

Corectitudinea citirii se poate verifica pe cale analitică, în sensul că valorile h_i şi x_i citite trebuie să satisfacă relația 1.28 (capitolul 1).

În caz contrar este necesară o nouă citire a celor doi parametri.

- Se calculează raza procesului $\varepsilon_v = \frac{Q_v}{G_v}$ $\quad \frac{[kW]}{[kg/s]}$ kJ/kg (11.1)

Valoarea **ε_v** obținută se marchează pe scara diagramei cu care se lucrează, sau se construieşte grafic.

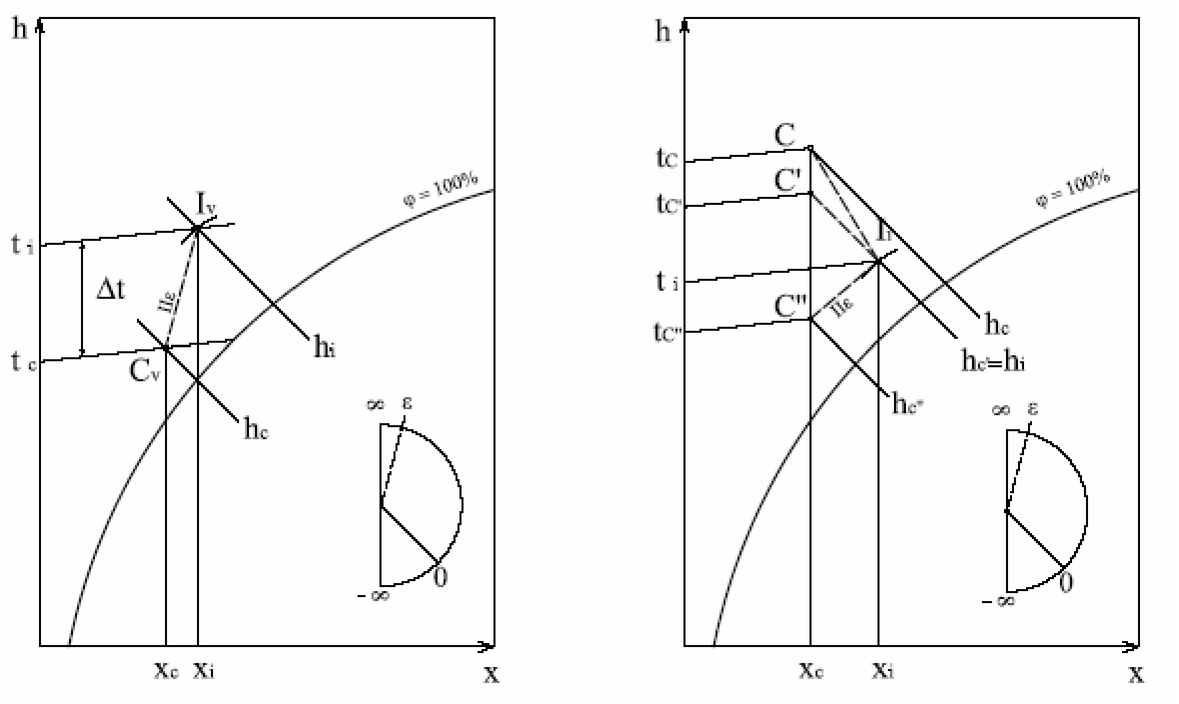
- Se trasează o dreaptă paralelă la raza procesului **ε_v** prin punctul **I_v,**
- Se stabileşte temperatura aerului refulat, **t_c,** cu relația, **t_c, = t_i - Δt .**

Pentru sistemul de climatizare „prin amestec” se recomandă Δt = (4…8)°C iar pentru guri de aer cu un amestec puternic al aerului refulat cu cel interior Δt = (9…12)°C

- Se intersectează paralela la **ε_v,** dusă prin punctul **I_v**, cu dreapta **t_c,** rezultând punctul **C_v**, care reprezintă starea aerului condiționat cu care acesta este refulat în încăpere.
- Se citesc din diagramă parametrii punctului **C_v**(h_c,x_c) recomandu-se aceeaşi verificare analitică.

- Se calculează debitul de aer necesar pentru evacuarea căldurii şi umidității în exces cu una din relațiile:

$$L = \frac{Q_v}{h_i - h_c} = \frac{G_v}{x_i - x_c} \quad \text{kg/s} \qquad (11.2)$$



a) b)

Fig.11.1 Determinarea debitului de aer pentru instalații de climatizare

a – cazul de vară; b – cazul de iarnă.

Deşi teoretic valorile rezultate din cele două relații ar trebui să fie identice, debitul de aer, L, determinat cu prima relație nu corespunde totdeauna exact cu cel determinat cu cea de-a doua relație, din cauza erorii cu care se citesc valorile **h** şi **x.** Dacă diferențele nu sunt prea mari, se va adopta debitul determinat pe baza diferenței de entalpie pentru care corespunde o eroare de citire mai mică. În caz contrar se va verifica corectitudinea stabilirii punctului $\mathbf{C_v}$.

b. Recalcularea parametrilor aerului refulat iarna

În situația de iarnă se poate adopta aceeaşi metodă de calcul a debitului ca în situația de vară dar cu siguranță ar rezulta un alt debit de aer decât de cel de vară datorită sarcinilor termice şi de umiditate diferite.

Deşi tehnic este posibil să utilizăm un ventilator cu două debite de aer, practic acest lucru este dificil, costisitor şi ar avea implicații deosebite asupra distribuției aerului în încăpere, astfel că se va utiliza şi iarna debitul de aer **L**, determinat pentru situația de vară şi se vor recalcula parametrii aerului refulat astfel ca el să poată prelua sarcina termică şi de umiditate din situația de iarnă. Pentru acest lucru se cunosc:

- Sarcina termică de iarnă, $\mathbf{Q_i}$;

- Sarcina de umiditate, $\mathbf{G_i}$;.

- Debitul de aer, $\mathbf{L_v = L_i = L}$

Cunoscând faptul că debitul de aer **L**, trebuie să preia căldura şi umiditatea din încăperea climatizată se scriu cele două relații de bilanț termic şi de umiditate:

$$Q_i = L\,(h_i - h_c) \quad \text{kW} \qquad (11.3)$$

$$G_i = L\,(x_i - x_c) \quad \text{kg/s} \qquad (11.4)$$

Din ecuațiile de mai sus se obțin parametrii aerului refulat iarna, $\mathbf{C_i}$:

$$h_c = h_i - \frac{Q_i}{L} \quad \text{kJ/kg} \qquad (11.5)$$

$$x_c = x_i - \frac{G_i}{L} \quad \text{kg}_{vap}/\text{kg}_{a.u.} \qquad (11.6)$$

Punctul **C** astfel determinat trebuie să se situeze pe dreapta paralelă la $\mathbf{e_i}$, dusă prin punctul $\mathbf{I_i}$.

Entalpia aerului condiționat va fi mai mare sau mai mică decât cea a aerului interior funcție de sarcina termică a încăperii. Astfel, dacă $\mathbf{Q_i} < 0$ rezultă $\mathbf{h_c} > \mathbf{h_i}$, (punctul **C** din fig. 11.1.b) aerul refulat asigurând încălzirea încăperii, iar dacă $\mathbf{Q_i} > 0$, rezultă $\mathbf{h_c} < \mathbf{h_i}$, aerul climatizat refulat asigurând răcirea încăperii (punctul **C˝** din fig. 11.1b).

Pot apărea şi situații în care sarcina termică este aproape nulă astfel că entalpia aerului refulat este practic egală cu cea a aerului interior (punctul **C'** din fig. 11.1.b)

11.1.2 Debitul de aer în cazul sisteme de climatizare jos–sus sau "prin deplasare"

a. Situația de vară

Sistemul de climatizare **jos-sus** se utilizează în cazul sălilor aglomerate la care introducerea aerului climatizat se face direct în zona de şedere (contratreaptă, piciorul sau spătarul scaunului etc.) sau încăperi industriale cu înălțime mare la care introducerea aerului se face în sau imediata apropiere a zonei de lucru.

Pentru calculul debitului de aer se cunosc: starea $\mathbf{I_v}$, bilanțul termic $\mathbf{Q_v}$ şi de umiditate $\mathbf{G_v}$ şi bilanțul termic şi de umiditate al zonei de lucru $\mathbf{Q_{zl}}$ şi $\mathbf{G_{zl}}$, determinate prin bilanțul exact al zonei de lucru sau cu relațiile.

$$Q_i^{zl} = KQ_i, \quad G_i^{zl} = KG_i \qquad (11.7)$$

Coeficientul K are valoarea:

K = 0,4…0,6 pentru surse termice de dimensiuni mici

K = 0,5…0,7 pentru surse termice de dimensiuni mari

Pentru calculul debitului de aer:

- se înscrie în diagrama h-x starea aerului interior $\mathbf{I_v}$,
- se calculează $\varepsilon_{zl} = Q_{zl}/G_{zl}$ şi se duce prin $\mathbf{I_v}$ o paralelă la ε_{zl}
- se determină starea aerului climatizat $\mathbf{C_v}$, la intersecția izotermei t_c= ti - Dt , unde Dt = (2…3) °C,
- se determină parametrii punctelor $\mathbf{I_v}$ şi $\mathbf{C_v}$ şi se calculează debitul de aer cu una din relațiile:

$$L = \frac{Q_{zl}}{h_i - h_c} = \frac{G_{zl}}{x_i - x_c} \quad \text{kg/s} \qquad (11.8)$$

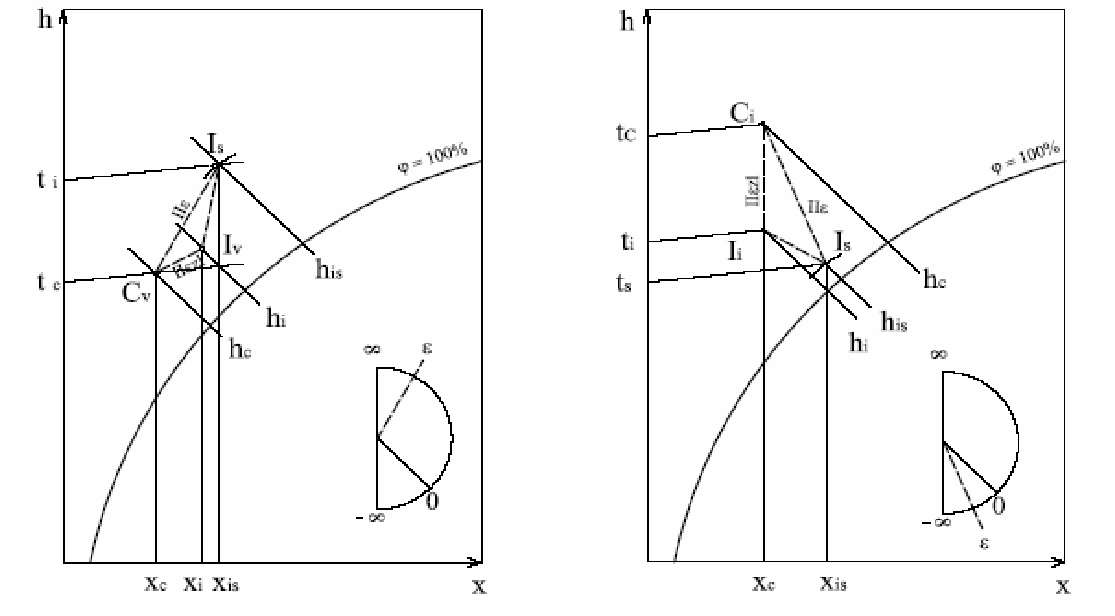
Parametrii aerului evacuat la partea superioară, Is, (v.fig. 11.2.a) se determină pe baza bilanțurilor globale; termic, $\mathbf{Q_v}$, şi de umiditate, $\mathbf{G_v}$:

$$h_s = h_c + \frac{Q_v}{L}; \text{ (kJ/kg)} \qquad x_s = x_c + \frac{G_v}{L} \text{ (kg}_v\text{/kg}_a\text{)} \qquad (11.9)$$

sau

$$h_s = h_i + \frac{Q_v^s}{L}; \; x_s = x_i + \frac{G_v^s}{L} \qquad (11.10)$$

unde: $Q_v^s = (1-K)Q_v$; $G_v^s = (1-K)G_v$



a) b)

Fig. 11.2. Determinarea debitului de aer pentru încăperi climatizate pentru sistemul „tip piston” cu refulare prin pardoseală sau ″prin deplasare″ :
a – cazul de vară; b – cazul de iarnă

b. Situația de iarnă

Considerând debitul de aer acelaşi cu cel din situația de vară, pot apărea două situații funcție de mărimea degajărilor de căldură: $\mathbf{Q_i} > 0$ şi $\mathbf{Q_i} < 0$, cele două situații fiind reprezentate în fig. 11.2. a şi 11.2.b.

Parametri aerului refulat $\mathbf{C_i}$, se determină cu relațiile:

$$h_c = h_i - \frac{(1-K)Q}{L} \quad \text{kJ/kg} \qquad (11.11)$$

$$x_c = x_i - \frac{(1-K)G}{L} \quad kg_{vap.}/kg_{a.u.} \qquad (11.12)$$

Aerul părăseşte încăperea cu parametrii punctului I_s, care rezultă pe baza bilanțului de căldură:

$$h_s = h_i + \frac{K \cdot Q}{L} \quad \text{kJ/kg} \qquad (11.13)$$

$$x_s = x_i - \frac{K \cdot G}{L} \quad kg_{vap.}/kg_{a.u.} \qquad (11.14)$$

11.2 Calculul debitului de aer pentru ventilare mecanică

Instalațiile de ventilare mecanică necesită debite de aer de ventilare diferite pentru cele două perioade ale anului: rece şi caldă. Acest lucru rezultă din diferențele de temperatură dintre aerul interior şi cel refulat, în cele două situații. Se caută ca debitul de aer de vară să fie un multiplu al debitului de aer pentru iarnă, cu alte cuvinte, instalația de ventilare să fie alcătuită din mai multe unități identice. Vara vor funcționa, în condiții de temperatură maximă, toate unitățile iar iarna, una dintre ele.

11.2.1 Debitul de aer pentru vară

a. Debitul de aer pentru încăperi cu degajări importante de căldură perceptibilă (sensibilă)

Sarcina termică de răcire este constituită din degajări de căldură de la suprafețe, motoare electrice şi din aporturi de căldură din exterior.

Degajările de umiditate (vapori de apă) sunt neimportante şi, în consecință, raza procesului are valori mari. În aceste cazuri se limitează temperatura aerului interior $\mathbf{t_i}$**,** față de temperatura aerului care se introduce în încăpere (aer exterior), valoarea acesteia fiind stabilită cu relația 4.2.

Pentru a determina debitul aer se procedează în felul următor:

- se stabileşte în diagrama h-x starea aerului exterior, **E (t_e, x_e)**
- prin punctul **E_v** se duce o paralelă la raza procesului, ε_v **= Q_v/G_v;**
- se determină **t_i** cu relația 4.2 şi se intersectează izoterma **t_i** cu paralela la ε_v dusă prin **E_v,** rezultând starea aerului interior **I_v**.

Debitul de aer va fi:

$$L = \frac{Q_v}{h_i - h_e} = \frac{G_v}{x_i - x_e} \quad \text{kg/s} \qquad (11.15)$$

b) Debitul de aer pentru încăperi cu degajări importante de căldură latentă

Sarcina termică a acestor încăperi este determinată, în cea mai mare parte de conținutul de căldură al vaporilor de apă degajați în încăpere. O parte din degajările şi aporturile de căldură servesc la evaporarea unei cantități de apă astfel că temperatura aerului interior nu suferă creşteri importante.

Raza procesului are valori moderate, apropiindu-se ca direcție de izotermă. Se poate, deci întâmpla ca aerul refulat să ajungă la saturație, fără ca temperatura lui să crească cu 5°C. În aceste cazuri nu se limitează creşterea de temperatură, ci creşterea umidității relative

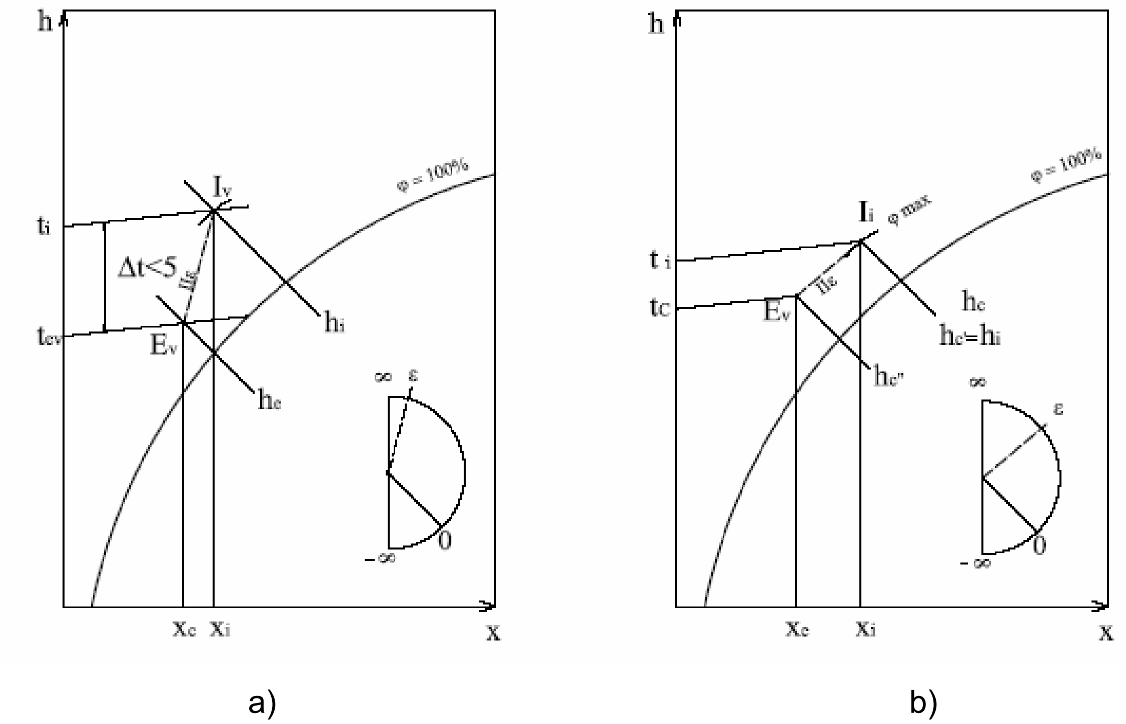


Fig. 11.3 Determinarea debitului de aer pentru încăperi ventilate mecanic, vara:
a - limitarea temperaturii; b - limitarea umidității relative.

Pentru determinarea debitului se parcurg următoarele etape:

- Se înscrie în diagrama h-x, starea aerului exterior $\mathbf{E_v}$ (v.fig.11.3 – b)

- Se duce prin punctul $\mathbf{E_v}$ o paralelă la raza procesului ε_v, până intersectează curba de umiditate $\boldsymbol{\varphi = \varphi_{adm}}$, determinând starea aerului interior I_v. (φ_{adm} se alege corespunzător procesului tehnologic sau recomandărilor din Normele generale de protecție a muncii, NGPM). Debitul de aer se determină cu relația (11.15)

11.2.2 Debitul de aer pentru iarnă

Ventilarea încăperilor iarna se face cu aer exterior sau aer amestecat după o încălzire prealabilă a acestuia. Procesului de ventilare i se pot adăuga şi alte funcțiuni: încălzirea sau încălzirea şi umidificarea spațiului ventilat.

a) Stabilirea debitului de aer pentru încăperi cu bilanț termic negativ

În situația bilanțului termic negativ **Qi**< o, deoarece pierderile de căldură sunt mai mari decât degajările de căldură ale încăperii.

Pentru determinarea debitului de aer se amplasează punctul $\mathbf{I(t_i,\varphi_{imax})}$ şi **E** în diagrama **h-x**.

Prin punctul $\mathbf{I_i}$ (fig. 11.4 – a) se duce o paralelă la $\varepsilon_i = \mathbf{Q_i/G_i}$ care se intersectează cu $\mathbf{x_e}$ în $\mathbf{R_i}$ (starea aerului refulat în încăpere)

Debitul de aer se determină cu relația:

$$L = \frac{Q_i}{h_r - h_i} = \frac{G_i}{x_i - x_e} \text{ (kg/s)} \qquad (11.16)$$

Dacă, din anumite motive, se limitează maximal temperatura de refulare la $\mathbf{t_{R1}}$, debitul de aer se va modifica. Prin $\mathbf{R_1}$ (determinat de intersecția $\mathbf{x_e}$ şi $\mathbf{t_{R1}}$) se duce o paralelă la aceeaşi rază a procesului ε_i până intersectează $\mathbf{t_i}$ în $\mathbf{I_1}$ (noua stare a aerului interior).

Noul debit de aer se determină cu o relație similară:

$$L_1 = \frac{Q_i}{h_{r_1} - h_{i1}} = \frac{G_i}{x_{i1} - x_e} \text{ (kg/s)} \qquad (11.17)$$

Deoarece diferența de entalpie în acest caz este mai mică $\mathbf{L_1 > L}$.

b) Stabilirea debitului de aer pentru încăperi cu bilanț termic pozitiv

În acest caz este necesară evacuarea căldurii şi în timpul iernii ($Q_i > 0$) astfel că refularea aerului se va face cu o entalpie mai mică decât cea a aerului interior iar la

sarcini termice foarte mari temperatura aerului refulat este mai mică decât cea a aerului interior.

Este cazul încăperilor aglomerate sau al încăperilor cu degajări importante de căldură şi cu suprafeţe delimitatoare exterioare reduse.

Pentru calculul debitului de aer se procedează similar ca la §11.2.2.1. obţinându-se punctul **R_i,** după care se calculează debitul aer cu relaţia:

$$L = \frac{Q_i}{h_i - h_r} = \frac{G_i}{x_i - x_r} \text{(kg/s)} \qquad (11.18)$$

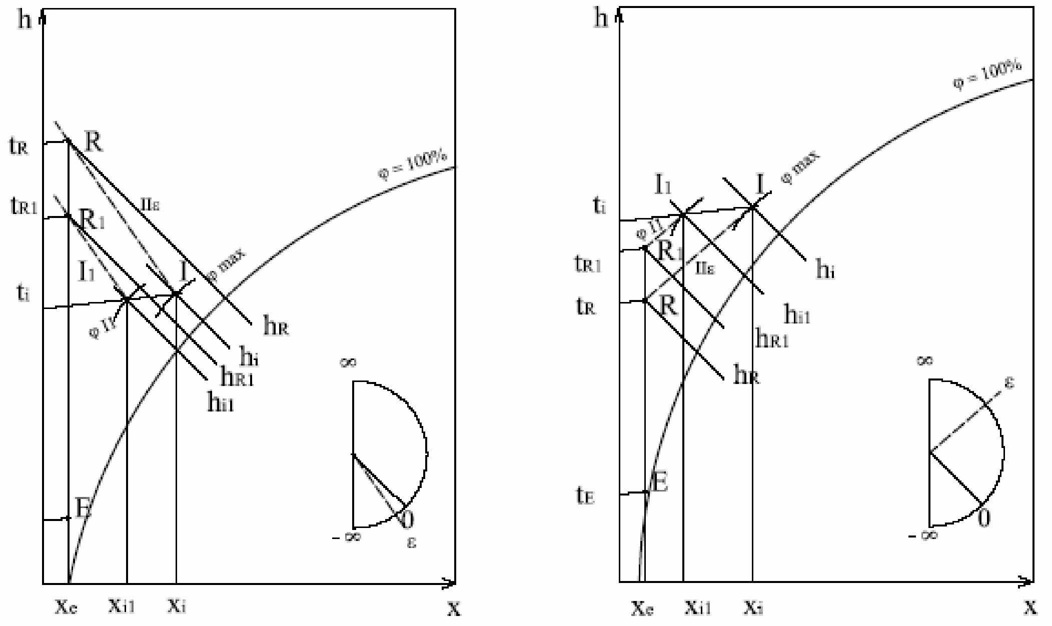
Se verifică dacă $\mathbf{t_r} \geq \mathbf{t_{min}}$ = + 15°C. Refularea cu o temperatură inferioară celei de 15°C crează senzaţia de curent. Dacă $\mathbf{t_r} < \mathbf{t_{min}}$, se adoptă ca temperatură de refulare $\mathbf{t_r} = \mathbf{t_{min}}$.

Se obţine punctul **R_1,** la intersecţia cu **x_e**, prin care se duce o paralelă la ε_i. Intersecţia acesteia cu izoterma t_i determină noua stare a aerului interior, **I_1** (fig. 11.4 – b).

Debitul de aer va fi în aceste condiţii:

$$L_1 = \frac{Q_i}{h_{i1} - h_{r_1}} = \frac{G_i}{x_{i1} - x_{r_1}} \text{(kg/s)} \qquad (11.19)$$

Şi în acest caz debitul de aer $L_1 > L$ datorită reducerii diferenţei de entalpie.



a) Qi < 0;   b) Qi > 0

Fig. 11.4. Determinarea debitului de aer pentru încăperi ventilate mecanic, iarna

În exemplul 12.5 (capitolul 12) sunt prezentate două aplicaţii pentru calculul debitului de aer pentru climatizarea prin amestec, respectiv pentru ventilarea mecanică.

12. CALCULUL DEBITULUI MINIM DE AER PROASPĂT

Debitul de aer **L**, calculat conform paragrafelor de mai sus, este determinat din condițiile de preluare simultană a căldurii şi a umidității din încăperile deservite.
Deoarece climatizarea sau ventilarea trebuie să se realizeze cu consumuri reduse de energie, se doreşte ca o mare parte a debitului de aer să fie recirculat. Pentru a menține calitatea aerului interior la un nivel acceptabil nu se poate recircula întreg debitul de aer, urmând ca o parte a aerului de ventilare sau climatizare să fie preluat din exterior.

Debitul minim de aer proaspăt **Lp**, se calculează pentru a satisface următoarele trei condiții:
- de diminuare a nocivităților
- de realizare a condițiilor igienico sanitare
- de realizare a racordului de aer proaspăt

12.1 Calculul debitului minim de aer proaspăt pentru diminuarea nocivităților

În toate încăperile în care au loc activități umane, dar mai ales în cazul încăperilor cu procese tehnologice, au loc degajări simultane ale mai multor noxe.
Debitul de aer necesar pentru a reduce concentrația fiecărei noxe sub limitele maxim admise de normele în vigoare se determină cu relația:

$$L_{p1} = \frac{Y}{y_a - y_r} \quad [m^3/h] \qquad (12.1)$$

în care:
- Y, - degajarea de substanță nocivă [g/s],
- y_a - concentrația maxim admisibilă a noxei degajate în aerul interior [mg/m^3]
- y_r - concentrația substanței nocive în aerul refulat [mg/m^3]

Debitul se calculează pentru fiecare substanță nocivă în parte luându-se în considerare, dintre cele calculate, debitul maxim rezultat.
În cazul în care în încăpere se degajă substanțe cu acțiune cumulativă asupra organismului, aşa cum se precizează în norme (NGPM 2000), debitele de aer rezultate se însumează

Substanțele nocive care se regăsesc cel mai des în încăperile climatizate sunt: praful, dioxidul de carbon, fumul de țigară, formaldehida.

12.1.1 Pulberi

În încăperi de locuit şi birouri, bine întreținute, conținutul de praf din aer este normal şi scăzut, ceea ce nu influențează starea de confort. Totuşi iarna, în zilele foarte reci, praful din aer este carbonizat de corpurile de încălzire, mirosurile fiind resimțite de către utilizatori.

Aerul din localurile publice au un conținut de praf mai mare, ceea ce provoacă iritarea mucoasei şi a căilor respiratorii. Aceste fenomene se pot accentua şi complica în anumite industrii (metalurgică, a materialelor de construcții etc.) unde praful poate provoca anumite tulburări de sănătate.

În tabelul 12.1. sunt date valorile concentrațiilor maxim admisibile (CMA) de pulberi în aerul din zona de lucru.

Tabel 12.1.

Concentrațiile maxim admisibile (CMA) de pulberi în aerul din zona de lucru

Nr. Crt.	Denumirea pulberilor	Concentrația maximă admisibilă [mg/m^3]
	A. Pulberi cu conținut de SiO_2 liber , cristalin	
	A1. Pulberi totale SiO_2	
1	- peste 10%	50% SiO_2
2	- între 6 şi 9%	6
3	- sub 5%	8
	A2. Pulberi respirabile (determinate cu aparatură care realizează curba de reținere a pulberilor recomandate de OMS-1986)	
4	- pulbere cu SiO_2 liber cristalin	5% SiO_2
5	- SiO_2 liber cristalin	0,05
	B. Pulberi fără conținut de SiO_2 liber cristalin (alumină, carbonat de calciu, sticlă, ciment, carborund, caolin, feldsfat, lemn, făină, tutun etc)	
6	- pulberi totale	10
7	- pulberi respirabile	8
	C. Pulberi de cărbune (în exploatări miniere cu SiO_2 sub 5%)	
8	- pulberi respirabile	2
9	D. Pulberi cu asbest	1
10	E. Fibre minerale artificiale	3
11	F. Pulberi totale de cereale	4
	G. Pulberi totale de bumbac, in, cânepă, iută, sisal	
12	G1. - în filaturi	2
13	G2. – în celelalte operații	4
Notă - Fibrele sunt particule având o lungime de peste 5 μm şi un diametru de sub 3 μm cu un raport de lungime /diametru = 3/1. - Pentru pulberi de bumbac, in, cânepă se va recolta un volum corespunzător de aer în funcție de pulberea zonei de muncă (minimum 500 l aer)		

12.1.2 Fumul de țigară

Un gram de tutun produce 0,5 … 1 l de fum. O singură ţigaretă degajă 70 mg CO. Pentru a nu se depăşi valoarea limită 5 ppm de CO, este necesar un volum de aer proaspăt de 12.5 m^3/h, ceea ce pentru o încăpere de 30 m^3 corespunde un număr de schimburi orare n = 0,42 h^{-1}.

Nefumătorii suferă, foarte adesea, o iritare a mucoaselor şi căilor respiratorii, iar copii suferă disfuncţionalităţi şi îmbolnăviri ale căilor respiratorii.

Cei mai toxici componenţi ai fumului de ţigară sunt nicotina şi CO care chiar în concentraţii mici, provoacă persoanelor sensibile şi copiilor greţuri şi intoxicaţii.

12.1.3 Formaldehida

Este un agent chimic folosit pe scară largă ca mijloc de protecţie în cosmetică, articole de toaletă şi ambalaje pentru mâncare (concentraţie 1 %), la obţinerea ureii şi a răşinilor de fenol – formaldehidă, folosite ca agenţi de legătură şi laminare, ca adeziv pentru produsele din lemn presat (furnir, plăci aglomerate din lemn, plăci de tencuială, ca liant în plăcile izolante din fibră de sticlă, în fabricarea mobilei etc.). Aparatele de ardere sunt surse de degajări de formaldehidă.

Formaldehidele pot intra în corp prin inhalare, ingestie sau absorbţia pielii şi formează în organism produşi stabili şi instabili care dăunează ţesuturilor, adică este genotoxică. Studii mai recente au arătat că formaldehida este cancerigenă pentru animale mici (şoareci etc.) dar se pare că are acelaşi efect şi la oameni.

Rata de eliberare a formaldehidei în mediu, prezintă un vârf după care urmează o degajare mai scăzută dar continuă. Date privind cantităţile de formaldehidă eliberată din materiale de construcţii (obţinute în tunele aerodinamice) sunt date în tabelul 12.2.

Concentraţia de formaldehidă într-o încăpere depinde de mărimea suprafeţei emiţătoare, volumul total al aerului, debitul de aer schimbat şi alţi parametri ca: temperatura, umiditatea aerului şi vechimea sursei de formaldehidă.

Pentru o sursă dată, concentraţia de formaldehidă din aerul unei încăperi, y_{form} (ppm), rezultă din următoarea relaţie:

$$y_{form} = \frac{S \cdot y_{deg}}{\rho \cdot n \cdot V} \quad \text{ppm} \qquad (12.2)$$

unde: S – suprafața de degajare de formaldehidă, m^2;

y_{deg} – cantitatea de formaldehidă degajată din suprafață, mg/hm^2;

ρ – densitatea aerului din încăpere, kg/m^3;

n – rata schimbului de aer din încăpere, h^{-1};

V – volumul de aer din încăpere, m^3.

Relația (12.2) este valabilă în cazul unei emisii constante, neinfluențată de densitatea aerului şi fără nici o scurgere de formaldehidă pentru debite de aer care depăşesc n=1 sch/h.

Tabelul 12.2.

Degajări de formaldehidă

Material	Degajări [mg/hm^2]
Plăci din aşchii de lemn	0,46…1,69
Plăci fibro-lemnoase	0,17…0,51
Plăci din ipsos	0…0,13
Tapet	0…0,28
Covoare	0
Draperii	0

S-a demonstrat, prin măsurători, că prin creşterea numărului de schimburi orare, nu se obține o reducere proporțională a concentrației de formaldehidă.

Cu toate acestea din această relație se poate determina un debit de aer aproximativ, astfel ca formaldehida din aerul interior să nu depăşească concentrația maximă admisibilă care este de $y_a = 3$ mg/m^3 :

$$L = \frac{S \cdot y_{deg}}{3\rho} \; (m^3/h) \qquad (12.3)$$

12.1.4 Dioxidul de carbon

Degajarea de dioxid de carbon, y_{CO_2}, prin respirație este legată de rata metabolică prin relația:

$$y_{CO_2} = 4 \cdot 10^{-5} \, M \cdot A \qquad (12.4)$$

unde: y_{CO_2} – degajarea de dioxid de carbon, în l/s;

M – rata metabolică, în W/m^2;

A – suprafața corpului uman, în m^2.

Degajarea totală de dioxid de la oamenii dintr-o încăpere se calculează cu relația:

$$-Y_{CO_2} = N \cdot y_{CO_2} \quad \text{(N – numărul de persoane din încăpere)} \qquad (12.5)$$

Debitul de aer necesar pentru diminuarea concentrației de dioxid de carbon se determină cu relația 12.1.

Degajarea medie de dioxid de carbon pentru oameni se poate calcula cu relația 12.4. sau se poate prelua din în tabelul 12.2. Concentrația maxim admisibilă de dioxid de carbon în aerul încăperilor este dată în tabelul 12.3, iar concentrația de dioxid de carbon din aerul exterior este dată în tabelul 12.4.

Tabelul 12.2.

Degajările de CO_2 ale oamenilor, y_{om}

Vârsta omului şi caracterul muncii	CO_2	
Adulți	l/h	g/h
– muncă fizică	45	68
– muncă uşoară	23	35
– repaus	23	35
Copii până la 12 ani	12	18

Tabelul 12.3.

Concentrația admisibilă de CO_2 în aerul încăperilor, y_a

Denumirea încăperii	l/m^3	g/m^3
în care oamenii stau permanent (locuințe)	1	1,5
pentru copii sau bolnavi	0,7	1,0
în care oamenii se află periodic (instituții)	1,26	1,75
în care oamenii se află un timp scurt (1…2 h)	2,0	3,0

Tabelul 12.4.

Concentrația de CO_2 în aerul exterior, y_r

Locul	l/m^3	g/m^3
mediul rural	0,33	0,5
oraşe mici	0,40	0,6
oraşe mari	0,50	0,75

Debitul de aer exterior necesar pentru a menține concentrația CO_2 sub limita de 5%, pentru diferite rate metabolice sunt date în tabelul 12.5, sau figura 12.1.

Tabelul 12.5

Debitele de aer exterior necesare funcție de rata metabolică

Activitate (adulți)	Metabolism (W)	Cerințe pentru respirație, concentrația de CO_2 în aerul expirat de 16,2% (l/s)	Cerințe pentru menținerea concentrației de CO_2 sub 0,5%, dacă în aerul exterior este de 0 04% (l/s)
aşezat	100	0,1	0,8
uşoară	160-320	0,2…0,3	1,3…2,6
moderată	320-480	0,3…0,5	2,6…3,9
grea	480-650	0,5…0,7	3,9…5,3
f. grea	650-800	0,7…0,9	5,3…6,4

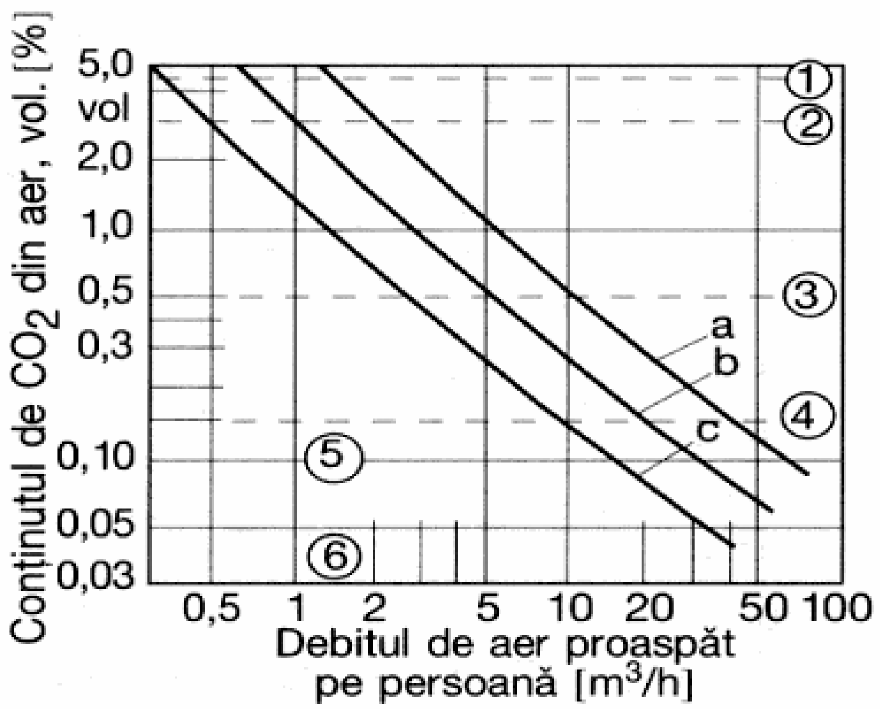


Fig. 12.1. Debitul de aer proaspăt pentru o persoană, în funcție de concentrația de CO_2 admisibilă

a – muncă intensă - 400W; b – muncă uşoară – 200W;c – aşezat – 100W.

1– aer expirat; 2 – încăperi subterane; 3 – concentrația maximă admisibilă în industrie; 4 – conținutul maxim pentru un birou; 5 – indicele lui Pettenkofer; 6 – aer exterior.

12.1.5 Mirosul

Acțiunea mirosului este asociată cu activitățile umane din interiorul clădirilor: gătitul şi folosirea mâncării la bucătării; spălatului la baie; deşeurilor; fumatului etc.

Mirosul corpului uman este produs de toți oamenii ca rezultat al transpirației şi al secreției glandelor sebacee prin piele şi de asemenea al aparatului digestiv. Diluarea mirosului până la nivele acceptabile este de obicei obținută prin introducerea de aer exterior în spațiile ocupate.

Mirosul, în sine, nu este vătămător pentru organism, însă, în afara senzației dezagreabile şi incofortabile, creează reacții fiziologice ca: scăderea apetitului; diminuarea consumului de apă; stări de vomă; insomnii.
Perceperea mirosului de către oameni este subiectivă.

Pentru a compara intensitatea mirosului se consideră pragul olfactiv (după Fanger) o intensitate egală cu 1 *olf* (limita de recunoaştere). Un *olf* este definit ca rată medie de emisie a poluanților de către o persoană standard. Este o unitate relativă bazată pe o evaluare subiectivă a mirosului şi include atât simțul olfactiv cât şi pe cel chimic. Unitatea este utilizată şi pentru a determina mărimea celorlalte surse de poluare, ca echivalent cu un număr de persoane standard (olf) necesare să producă acelaşi inconfort ca sursă poluantă.

Intensitatea percepută a poluării cauzată de o persoană standard (1 olf) ventilată cu 1 l/s de aer curat este 1 pol. Pentru poluanți mirositori se utilizează dpol-ul (0,1 pol) care se defineşte a fi intensitatea percepută a poluării aerului cauzată de o persoană standard (1olf) ventilată cu 10 l/s de aer curat.

În tabelul 12.6. se dau echivalențe între activitatea umană şi numărul de olf,

Nivelul de poluare într-o încăpere nu este cauzat exclusiv de emisia de noxe de la ocupanți. Astfel s-a determinat că 6...7 olf provin din alte surse de poluare decât de la ocupanții din încăperii. În tabelul 12.7. sunt indicate emisii de mirosuri într-o clădire de la diverse surse.

Tabelul 12.6

Valorile olf corespunzătoare diferitelor activități umane

Nr.	Activități umane	Număr de olf
1	Copil 12 ani	2
2	Persoană aşezat(1Met)	1
3	Atlet (15 Met)	30
4	Persoană sedentară (1 met)	1
5	Persoană activă (4 met)	5
6	Persoană foarte activă (6 met)	11
7	Fumător în timpul fumatului	25
8	Fumător mediu	6

Tabelul 12.7

Emisii de mirosuri de la sursele din clădire

Nr.	Sursa de poluare	Emisia de miros
1	covoare din lână;	0,2 olf/m^2
2	mochetă sintetică;	0,4 olf/m^2
3	PVC, linoleum;	0,2 olf/m^2
4	Marmură	0,01 olf/m^2
5	Mastic de etanşeitate (ferestre, uşi);	0,6 olf/m^2
6	pardoseală pentru materiale de construcție	0,4 olf/m^2
7	pardoseală în condiții privilegiate	0,1 olf/m^2
8	sistemul de ventilare	3 olf

12.2 Debitul minim de aer proaspăt pentru asigurarea condițiilor igienico-sanitare

Normele igienico-sanitare din diferite țări prevăd respectarea unui debit specific de aer proaspăt (exterior) de 20 până la 30 m^3/hşi persoană.

În prezent se fac cercetări în vederea stabilirii debitului minim de aer proaspăt pentru evacuarea mirosului din clădiri civile, valorile fiind de ordinul a 35…37 m^3/h şi persoană.

Debitul de aer pentru realizarea condițiilor igienico-sanitare se calculează cu relația:

$$L_{p2} = N\,Lp_{sp} \tag{12.5}$$

unde: N - numărul de persoane din încăperea climatizată

Lp_{sp} - debitul specific de aer proaspăt [m^3/h pers]

Tabelul 12.6 prezintă valoarea debitului de aer proaspăt specific Lp_{sp} necesar unei persoane, în funcție de intensitatea fumatului.

Tabelul 12.6

Debitul de aer specific funcție de intensitatea fumatului şi tipuri de încăperi

Debitul de aer	Condițiile interioare
L_{psp} = 25 m^3/h persoană	pentru încăperi unde nu se fumează
L_{psp} = 35 m^3/h persoană	pentru încăperi unde se fumează moderat
L_{psp} = 50 m^3/h persoană	pentru încăperi unde se fumează intens
L_{psp} = 75 m^3/h persoană	pentru încăperi unde se fumează foarte intens
L_{psp} = 15 m^3/h persoană	pentru încăperi cu copii cu vârsta sub 12 ani
La clădiri industriale	
L_{psp} = min 30 m^3/h persoană	pentru încăperi cu volumul de până la 20 m^3/ persoană
L_{psp} = min 20 m^3/h persoană	pentru încăperi cu volumul de (20 - 30) m^3/ persoană
L_{psp} = min 40 m^3/h persoană	pentru hale blindate
L_{psp} = până la 70 m^3/h persoană	pentru clădiri social culturale cu degajări de mirosuri neplăcute

În țara noastră debitul specific de aer proaspăt $\mathbf{Lp_{sp}}$, necesar unei persoane este indicat în normativul I5 -1998 şi are valoarea din tabelul 12.6.

Pentru temperaturi exterioare în afara intervalului 0…26 ºC se admite reducerea debitului specific de aer proaspăt, tab.12.7. fără a coborî sub 10 m^3/h persoană.

Tabelul 12.7

Reduceri admise ale debitului de aer proaspăt în funcție de temperatura exterioară

Temperatura aerului exterior, ºC	Factorul de diminuare a debitului de aer proaspăt
- 20	0,40
-15	0,50
-10	0,65
-5	0,80
> + 26	0,75

12.3 Debitul minim de aer proaspăt din considerente tehnice

Debitul minim de aer proaspăt trebuie să îndeplinească şi o condiție tehnică, aceea ca el să poată fi măsurat fără erori mari.

Condiția tehnică pentru debitul minim de aer proaspăt este:

$$L_{P3} \geq 0,1\ L. \qquad (12.6)$$

Debitul minim de aer proaspăt adoptat în calcul va fi cel mai mare dintre debitele calculate din cele trei condiții enunțate în 12.1 – 12.3, după cum urmează>

$$Lp = \max\ (L_{p1},\ L_{p2},\ L_{p3}) \qquad (12.7)$$

Dacă debitul minim de aer proaspăt Lp, va avea o valoare mai mare decât debitul L, pentru climatizarea încăperii va fi ales debitul minim de aer proaspăt.

12.4 Calculul debitului de aer pe bază de indici

Numărul orar de schimburi reprezintă numărul de care volumul încăperii **V**, este înlocuit prin vehicularea unui anumit debit de aer **L,** prin încăperea respectivă:

$$n = \frac{L}{V} \tag{12.8}$$

Estimarea debitului de aer pentru ventilarea încăperilor se poate face prin folosirea acestui număr de schimburi orare cu relația:

$$L = n.V \tag{12.9}$$

În tabelul 12.8 este indicat numărul orar de schimburi de aer pentru diverse încăperi pentru un volum şi grad de ocupare normal.

Estimarea debitului de aer de ventilare se poate face si pe baza unor indici raportați, la obiectele sau utilajele aflate în încăpere, la unitate de produs sau la metru pătrat de suprafață.

Tabelul 12.8

Numărul orar de schimburi pentru diverse tipuri de încăperi după normativul I5 /1998

Nr. Crt.	Destinația încăperii	Debit specific [m^3/h m^2]	Numărul de schimburi orare [sch/h]
1	Amfiteatre		8-10
2	Ateliere fără vicierea puternică a aerului		3-6
3	Băi publice		4-6
4	Biblioteci - săli de lectură - depozite de cărți		3-5 3
5	Birouri		3-6
6	Bucătării - mici - mijlocii - mari	60 80 90	
7	Cantine		6-8
8	Călcătorii		8-10
9	Centrale telefonice		5-10
10	Garaje		4-5
11	Garderobe		3-6
12	Încăperi pentru decapări		5-15
13	Încăperi pentru duşuri		20-30
14	Încăperi pentru încărcat acumulatori		4-6
15	Încăperi pentru vopsit cu pistolul		20-50
16	Laboratoare		8-15
17	Magazine - mici, mijlocii - universale		4-6 6-8
18	Piscine - bazine - săli de îmbrăcare - duşuri - coridoare - încăperi anexe	10 10 18 4 2	
19	Restaurante - fumatul permis - fumatul interzis		8-12 5-10
20	Săli de baie		4-6
21	Săli de dans - fumatul permis - fumatul interzis		12-16 6-8

22	Săli de mese		6-8
23	Săli de şedinţe		6-8
24	Spălătorii mecanice		10-15
25	Spitale - balneofizioterapie - săli de operaţie - săli postoperatorii - săli sterilizare instrumente - saloane de bolnavi - săli de aşteptare, vestiare - radiologie - cabinete dentare - laboratoare - dezinfectare prealabilă a rufăriei - coridoare		3…6 5 6…8 8…12 5…8 5…8 5…8 6 3…4 5…8 5
26	Teatre, cinematografe		5-8
27	Tezaure		3-6
28	Vopsitorii		5-15
29	WC-uri - în locuinţe - în clădiri de birouri - în fabrici - publice(pe străzi, în pieţe)		4-5 5-8 8-10 10-15
Valorile din tabel se vor folosi numai pentru estimări în fazele iniţiale de proiectare			

12.5 Exemple de calcul

12.5.1 Debitul de aer pentru climatizare pentru instalaţii de climatizare "prin amestec"

Se consideră o sală, având dimensiunile 20x16x4 cu destinaţia de birou şi care are, vara sarcină totală de răcire $\mathbf{Q_v}$ = 12,5 kW şi bilanţul de umiditate $\mathbf{G_v} = 0{,}48 \cdot 10^{-3}$ kg/s, iar, iarna $\mathbf{Q_i}$ = -2 kW şi bilanţul de umiditate $\mathbf{G_v} = 0{,}32 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

Parametrii de stare ai aerului interior ceruţi în încăpere sunt :

- vara: $\mathbf{I_v}$ (t_i =26°C şi φ_i = 50%);
- iarna, $\mathbf{I_i}$ (t_i = 22 ^{o}C şi φ_i = 50%).

Să se determine debitul de aer pentru evacuarea căldurii şi umidităţii în exces, schema de ventilare fiind ˝**prin amestec**˝.

Rezolvare

Debitul de aer se determină folosind metoda expusă în § 11.1.1. (diferenţa de temperatură $\Delta \mathbf{t_c}$, între aerul interior $\mathbf{t_i}$ şi aerul refulat $\mathbf{t_c}$).

Raza procesului $\varepsilon_v = \mathbf{Q_v / G_v} = 12{,}5/0{,}48 \cdot 10^{-3}$ = 26 042 kJ/kg. Se reprezintă punctul de stare al aerului interior $\mathbf{I_v}$, în diagrama h-x, prin care se duce o paralelă la ε_v. (fig. 12.2)

Având în vedere faptul că se va utiliza ventilarea ˝**prin amestec**˝ şi că înălțimea încăperii este mică, se alege o diferență de temperatură $\Delta \mathbf{t_c}$= 5 °C, $\mathbf{t_c}$ = 21 °C.

Starea aerului tratat $\mathbf{C_v}$ rezultă la intersecția izotermei $\mathbf{t_c}$ = 21 °C cu paralela la raza procesului dusă prin $\mathbf{I_v}$. Parametrii de stare pentru aerul refulat $\mathbf{C_v}$ sunt: $\mathbf{t_c}$ = 21 °C; $\boldsymbol{x_c}$ = 10,4 g/kg; $\mathbf{h_c}$ = 47,4 kJ/kg.

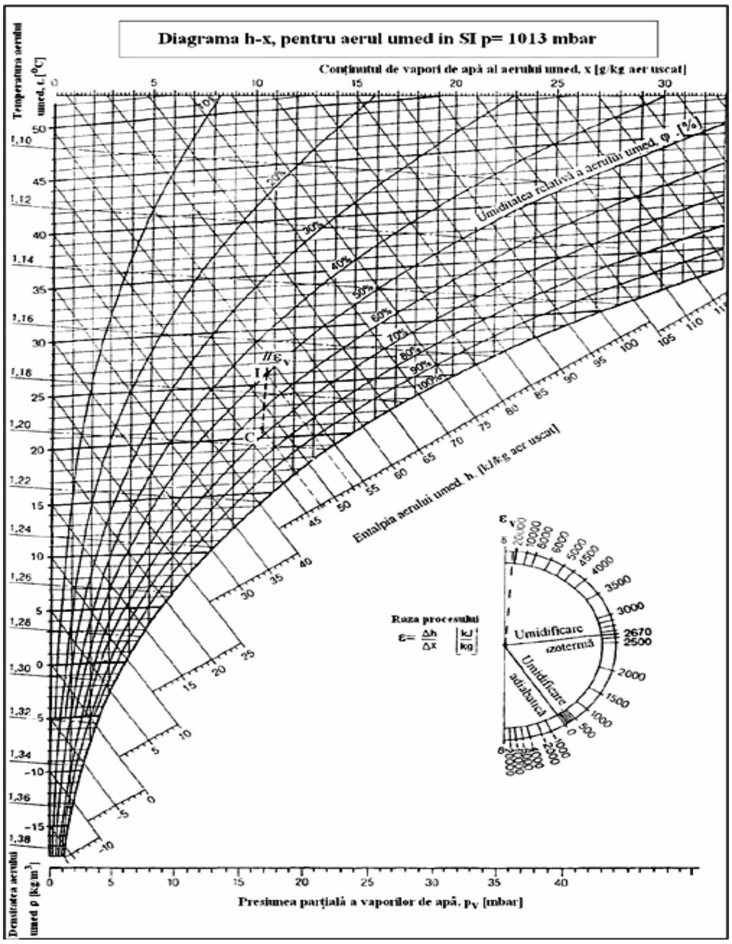


Fig. 12.2 : Reprezentarea punctului de stare a aerului interior şi a razei procesului în cazul exemplului de calcul nr. 12.5.1

Debitul de aer se determină cu una din relațiile:

$$L = \frac{Q_v}{h_i - h_c} = \frac{12{,}5}{53 - 47{,}4} = 2{,}232 \text{ kg/s}$$

respectiv:

$$L = \frac{G_v}{x_i - x_c} = \frac{0{,}48}{10{,}6 - 10{,}4} = 2{,}64 \text{ kg/s} = 7860 \text{ m}^3/\text{h}$$

Numărul orar de schimburi realizat de instalație în acest caz este:

n = L/V = 7860/1200 = 6,1 sch/h;

Acest număr de schimburi orare se încadrează în limitele indicate de normativul I5 /98 date în tabelul 12.8.

Parametrii aerului refulat, iarna $\mathbf{C_i}$, în condițiile menținerii debitului de aer determinat din condiții de vară, vor fi:

$$h_c = h_i - \frac{Q_i}{L} = 43{,}2 - \frac{-2}{2{,}232} = 43{,}9 \text{ kJ/kg}$$

$$x_c = x_i - \frac{G_i}{L} = 8{,}3 - \frac{0{,}32}{2{,}232} = 8{,}16 \text{ g/kg}$$

12.5.2 Debitul de aer pentru ventilare mecanică

Să se determine debitul de aer pentru instalația de ventilare mecanică utilizată într-un atelier mecanic cu dimensiunile de 36x9x6 m amplasat în localitatea Craiova şi care are următoarele caracteristici:

- numărul de muncitori	N = 30;
- sarcina termică de vară	Qv = + 45 kW;
- sarcina de umiditate de vară	Gv = 0,0002 kg/s;
- sarcina de termică de iarnă	Qi = + 7,7 kW;
- sarcina de umiditate de iarnă	Gi = 0,0022 kg/s.

Pentru localitatea Craiova parametrii de calcul de vară sunt dați în tabelul 3.1 şi sunt indicați mai jos :

- temperatura medie lunară	t_{ml} = 21,4 °C;
- amplitudinea oscilației de temperatură	Az = 7°C;
- conținutul de umiditate pentru ventilare mecanică	x_{vm} = 9,4 g/kg;

Parametrii aerului exterior iarna sunt indicați în capitolul 3

- temperatura exterioară de calcul iarna (fig. 3.1)	t_e = -15°C;
- conținutul de umiditate a aerului interior iarna (tab. 3.4)	x_e = 0,8 g/kg;

Rezolvare

Pentru determinarea debitului de aer se procedează astfel:

- se amplasează punctul **Ev** în diagrama **h-x** (fig. 12.3);
- se determină raza procesului ε_v = 45/0,0022 = 20045 kJ/kg;
- se trasează ε_v şi o paralelă la ε_v prin punctul Ev;

- se determină temperatura aerului interior pentru o instalație de ventilare mecanică cu relația 4.2;

  $t_i = t_{ml} + Az + 5 = 21{,}4 + 7 + 5 = 33{,}4$ % C

- temperatura aerului interior se va limita la valoarea de 33°C deoarece sarcina termică specifică $q_v = 45000/ 1296 = 34{,}7 > 25\ W/m^3$;
- se determină punctul de stare al aerului interior **Iv** la intersecția dreptei t**i** cu dreapta paralelă ε_v**;**
- Se citesc valorile $h_e = 52{,}4$ kJ/kg, $h_i = 57{,}8$ kJ/kg, $x_{vm} = 9{,}2$ g/kg, $x_i = 9{,}7$ g/kg şi se determină debitul de aer cu relația 11.14;
- $L = \dfrac{45}{57.8 - 52.4} = 8{,}33\ kg/s = 25\ 000\ m^3/h$

Numărul orar de schimburi pentru acest atelier este de N = 25 000/ 1944 = 12,9 sc/h

Pentru debitul din situația de iarnă se procedează astfel:

- se amplasează punctul de stare al aerului exterior **Ei** în diagrama h-x (fig. 12.3);
- se amplasează punctul de stare al aerului interior **Ii**, la intersecția temperaturii $\mathbf{t_i}$ = 18 °C cu $\boldsymbol{\varphi_{i\,max}}$ = 60%;
- se calculează raza procesului de iarnă $\varepsilon_i = 7{,}7/0{,}0022 = 3500$ kJ/kg;
- se trasează raza procesului şi o paralelă la aceasta prin punctul **Ii**;
- se determină punctul **R** la intersecția dreptei $\mathbf{x_e}$ cu dreapta $\mathbf{t_i}$**;**
- se citesc parametrii punctelor I şi R, $\mathbf{h_i}$ = 37,8 kJ/kg; $\mathbf{x_i}$ = 7,8 g/kg; $\mathbf{h_R}$ = 14 kJ/kg; $\mathbf{x_R}$ = 0,8 g/kg şi se determină debitul de aer;

$$L = \frac{7.7}{37{,}8 - 14} = 0{,}32\ kg/s;\ L = \frac{2.2}{7{,}8 - 0{,}8} = 0.314\ kg/s$$

- se constată că temperatura aerului refulat este de 11,8°C < 15°C şi deci se va impune temperatura de refulare de 15°C obținându-se astfel punctul R1 la intersecția acestei temperaturi cu $\mathbf{x_e}$**;**
- se determină punctul I1 la intersecția dreptei paralele la ε_i, dusă prin punctul R1
- se determină parametrii punctelor **I1 şi R1** şi se determină noul debit de aer L_1;
  - $\mathbf{h_{i1}}$ = 28.6 kJ/kg; $\mathbf{h_{R1}}$ = 17 kJ/kg; $\mathbf{x_{i1}}$ = 4,3 g/kg; $\mathbf{x_{R1}}$ = 0,8g/kg

$$L_1 = \frac{7.7}{28{,}6 - 17} = 0{,}66\ kg/s = 1990\ m^3/h$$

$$L_1 = \frac{2.2}{4{,}3 - 0.8} = 0{,}63\ kg/s = 1890\ m^3/h$$

În situația de iarnă numărul de schimburi orare este:

n = 1990/1944 = 1,02 sch/h.

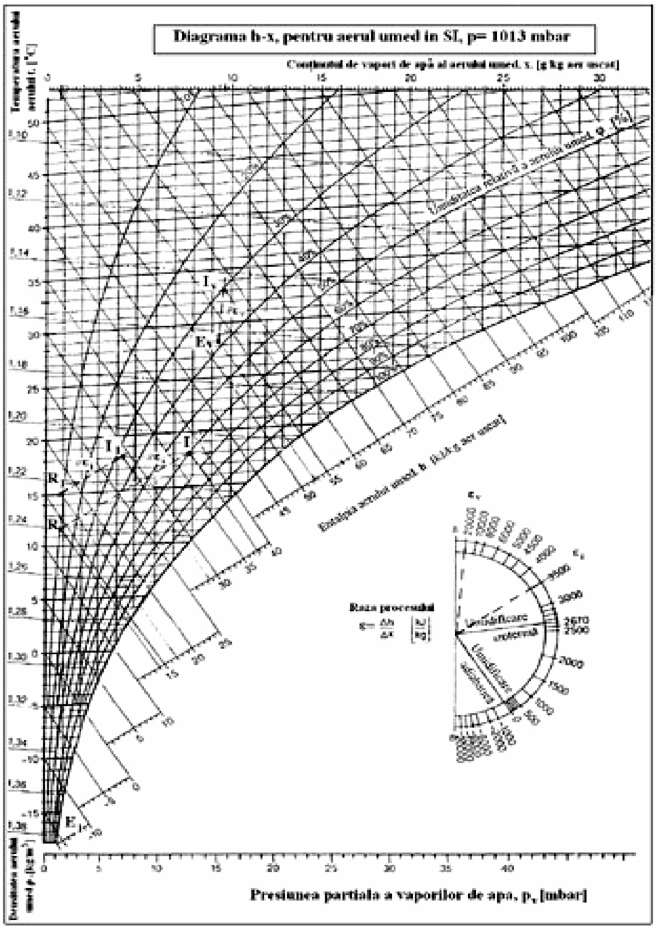


Fig. 12.3 : Reprezentarea punctului de stare a aerului interior şi a razei procesului în cazul exemplului de calcul nr. 12.5.2

12.5.3 Debitul minim de aer proaspăt

Într-o încăpere, cu destinația de birou unde fumatul nu este permis, se află 30 de ocupanți. Debitul de aer de climatizare, calculat conform § 12.6.1, este 7860 m^3/h. Să se calculeze debitul minim de aer proaspăt pentru această încăpere.

- L_{p1}- debitul minim pentru diluarea nocivităților se calculează cu relația 12.1.

În această încăpere singura nocivitate este dioxidul de carbon CO_2.

Degajarea de dioxid de carbon este:

Y_{CO_2} = 30· 23 = 690 g/h;

y_a = 1,26 l/m^3 (oamenii se află periodic); y_r = 0,5 l/m^3 (oraşe mari).

Rezultă:

$$L_{P1} = \frac{Y_{CO_2}}{y_a - y_r}$$

şi prin înlocuire:

$$\mathbf{L_{p1}} = \frac{690}{1,26 - 0,5} = 908 \text{ m}^3/\text{h}$$

- L_{p2} ; pentru menținerea condițiilor igienico-sanitare în încăperi unde fumatul nu este permis debitul va fi::

$$L_{p2} = 30 \cdot 25 = 750 \text{ m}^3/\text{h}$$

- L_{p3} - debitul minim din condiția tehnică este:

$$L_{p3} = 0,1\ L = 786 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ca urmare, se va adopta în final un debit minim de aer proaspăt:

$L_P = \max [L_p, L_{p2}, L_{p3}] = 908$ m^3/h

13. PROCESE COMPLEXE DE TRATARE A AERULUI

13.1 Procese de tratare a aerului iarna pentru controlul temperaturii şi umidității relative a aerului interior

Procesul de tratare complexă este o succesiune de procese termodinamice simple, în urma căruia aerul tratat ajunge la parametrii necesari pentru a prelua căldură şi umiditatea din încăperea deservită de instalație.
Modificarea stării aerului tratat se poate face pe mai multe căi, cu diverse aparate termice iar procesul de tratare rezultat va fi diferit funcție de soluția de tratare aleasă. Din acest motiv mărimea agregatului de tratare este dependentă de numărul şi tipul aparatelor termice utilizate. Alegerea unui tip sau altul de proces de tratare se va face în urma unei analize tehnico-economice cât şi funcție de posibilitățile tehnice existente în clădire.
Trasarea unui proces complex de tratare a aerului presupune:

- definirea punctelor de stare;
- trasarea în diagrama h-x a proceselor simple de tratare cu ajutorul punctelor cunoscute şi a unor puncte auxiliare determinate din natura proceselor simple;
- desenarea agregatului de tratare prin amplasarea logica a aparatelor termice care să realizeze procesele simple utilizate în procesul de tratare.

Procesele complexe de tratare sunt trasate în condiții de calcul şi sunt diferite funcție de sistemul de difuzie al aerului în încăpere. Ele sunt utilizate pentru a determina caracteristicile elementelor componente ale agregatului de tratare putând apoi avea posibilitatea de a alege de la un furnizor consacrat, agregatul necesar.

13.1.1 Procese de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare ˝prin amestec˝

__13.1.1.1 Proces de tratare iarna cu umidificare adiabatică__

Pentru trasarea procesului de tratare se cunosc din etapele anterioare de calcul următoarele elemente:

- starea aerului exterior **E**$_i$, prin parametrii $\mathbf{t_e}$ şi $\mathbf{x_e}$;
- starea aerului interior **I**$_i$, prin parametrii $\mathbf{t_i}$ şi φ_i;
- sarcina termică şi sarcina de umiditate de iarnă $\mathbf{Q_i}$ şi $\mathbf{G_i}$;

- debitul de aer necesar pentru climatizare **L**, debitul de aer proaspăt **Lp** şi debitul de aer recirculat **Lr**.

Etapele trasării procesului de tratare sunt următoarele:

- se amplasează punctele cunoscute în diagrama h – x;
- se determină parametrii aerului climatizat pentru situația de iarnă cu relațiile;

$$h_c = h_i - \frac{Q_i}{L}\text{; [kJ/kg];} \qquad x_c = x_i - \frac{G_i}{L} \qquad \text{[g/kg]} \qquad (13.1)$$

- se determină raza procesului $\varepsilon_i = \frac{Q_i}{G_i}$ şi se trasează această dreaptă în diagrama h-x şi apoi o paralelă la această dreaptă prin punctul **I_i;**
- se amplasează punctul **C** în diagrama h - x la intersecția lui **x_c** cu **h_c** şi se verifica dacă acesta se află pe dreapta paralelă la ε_i, dusă prin punctul **I_i ;**
- se determină parametrii aerului amestecat **M**, cu relațiile;

$$h_M = \frac{Lp * h_e + Lr * h_i}{Lp + Lr}\text{; [kJ/kg];} \qquad x_M = \frac{Lp * x_e + Lr * x_i}{Lp + Lr} \text{ [g/kg]} \qquad (13.2)$$

şi se amplasează punctul **M** în diagrama h–x, la intersecția celor doi parametri verificându-se ca punctul să se afle pe dreapta care uneşte punctele **I_i** şi **E_i**

- se determină punctul **R** la intersecția dreptei x_c cu curba φ_R = 90%;
- se determină punctul **P** la intersecția dreptei h_R cu dreapta x_M;
- se unesc punctele **M, P, R,** şi **C** obținându-se procesul de tratare prezentat în figura 13.1.1 care este realizat din următoarele procese simple:

- I_i +E_i = M	- proces de amestec;
- M P	- proces de preîncălzire;
- P R	- proces de umidificare adiabatică;
- R C	- proces de reîncălzire;
- C I	- proces în încăpere;

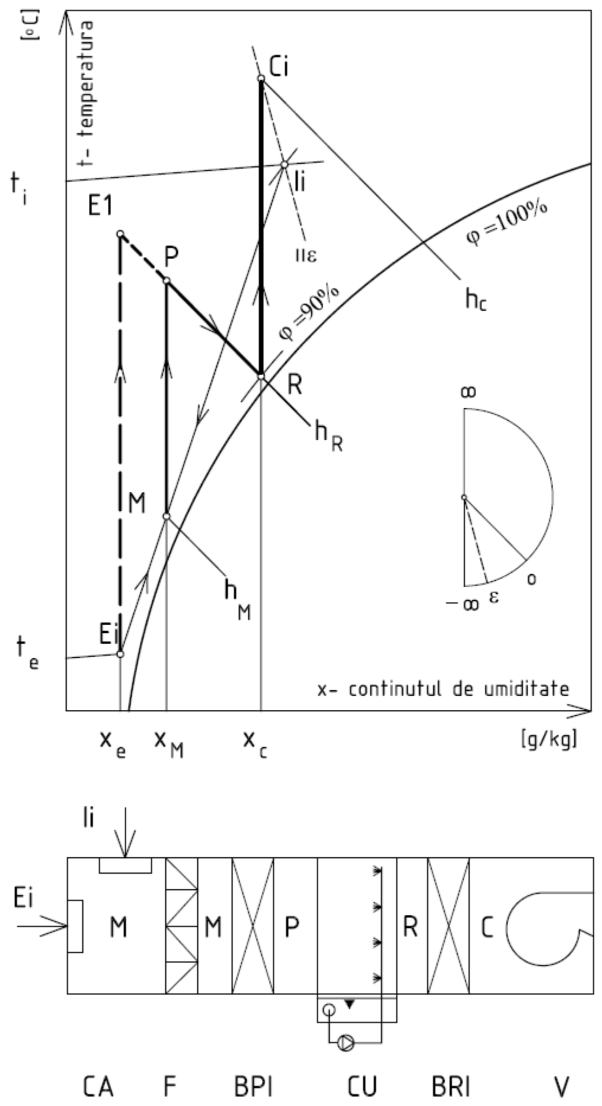


Fig. 13.1.1 : Procesul de tratare complexă iarna cu umidificare adiabatică

Dacă în încăpere nu este permisă recircularea aerului, instalația va utiliza doar aer proaspăt şi procesul de tratare va fi următorul :

- EP_1	- proces de preîncălzire;
- P_1R –	- proces de umidificare adiabatică;
- RC –	- proces de reîncălzire;
- CI –	- proces în încăpere.

Schema agregatului de tratare, necesar pentru realizarea acestui proces este prezentat în fig. 13.1.1 şi are în componență: o cameră de amestec **CA**; un filtru de aer **F** (care nu realizează un proces de tratare ci doar elimină o parte a particulelor

conținute în aer); o baterie de preîncălzire **BRI**; o cameră de umidificare cu apă **CU**; o baterie **BRI** şi un ventilator **V**.

Pentru a putea realiza şi procesele de vară schema agregatului se va completa cu elementele necesare.

Sarcinile termice ale bateriilor de încălzire pentru procesul de tratare cu aer amestecat vor fi:

- bateria de preîncălzire BPÎ : $Q_{BPÎ} = L\,(h_P - h_M) \cong L\,(t_P - t_M)$ [Kw]
- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ} = L\,(h_C - h_R) \cong L\,(t_C - t_R)$ [Kw] (13.3)

Consumul de apă pentru umidificare este: $Ga = L\,(x_R - x_M)$ [g/s]

În cazul procesului care utilizează numai aer proaspăt aceste sarcini vor fi:

- bateria de preîncălzire BPÎ : $Q_{BPÎ} = L\,(h_{E1} - h_{EI}) \cong L\,(t_{E1} - t_{EI})$ [Kw]
- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ} = L\,(h_C - h_R) \cong L\,(t_C - t_R)$ [Kw] (13.4)

Consumul de apă pentru umidificare este: $Ga = L\,(x_R - x_{Ei})$ [g/s]

În ultima perioadă de timp tot mai multe companii producătoare includ în agregatul de tratare, recuperatoare de căldură de tip recuperativ (cu plăci, cu tuburi termice sau cu fluid intermediar) sau recuperatoare rotative de tip regenerativ care conduc la importante economii de energie.

Procesul de tratare realizat de agregatul din fig. 13.1.1, la care se adaugă un recuperator de căldură recuperativ, cu plăci, este prezentat în fig. 13.1.2. a, iar procesul de tratare cu recuperator regenerativ este redat în fi. 13.1.2.b.

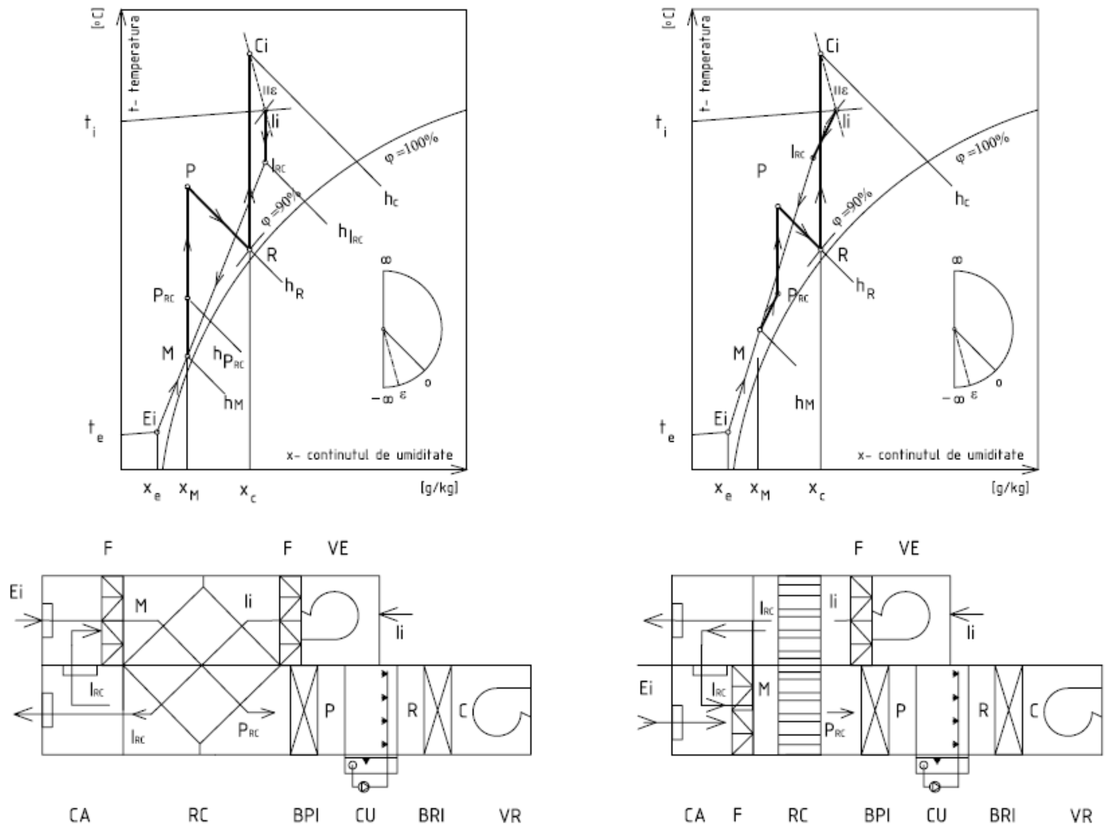
Procesele simple de tratare care apar în acest caz sunt:

- I I1 - proces de răcire în recuperatorul RC;
- I1 + E = M - proces de amestec în camera de amestec CA;
- M P_{RC} - proces de încălzire a aerului amestecat în recuperatorul de căldură RC;
- P_{RC} P - proces de încălzire în bateria de încălzire BPI;
- P R - proces de umidificare adiabatică în camera de pulverizare CU;
- R C - proces de reîncălzire în bateria de reîncălzire BRI.

Agregatele prezentate în figura 13.1.2, conțin pe lângă recuperatorul de căldură RC şi ventilatorul de evacuare VE.

Camera de amestec precede recuperatorul RC, pentru a se putea evita condensarea vaporilor de apă conținuți în aerul evacuat în interiorul recuperatorului, blocându-l sau reducând mult performanțele acestuia.

O altă diferență prezentă la agregatele din fig. 13.1.2, față de agregatul din figura 13.1.1, este aceea că filtrul de aer este realizat din două părți, amplasate la intrarea aerului proaspăt şi aerului evacuat în recuperatorul de căldură, tot cu scopul de proteja acest recuperator de riscul de fi blocat sau de a se reduce performanțele acestuia.



a b.

Fig. 13.1.2. Tratarea complexă a aerului cu umidificare adiabatică cu recuperatoare de căldură

În acest caz sarcina termică a bateriei de preîncălzire va fi mai redusă în timp ce sarcina bateriei de reîncălzire se va menține la aceleaşi valori.

Pentru calculul sarcinilor termice se vor folosi relațiile:

- bateria de preîncălzire BPÎ : $Q_{BPÎ} = L\,(h_P - h_{PRC}) \cong L\,(t_P - t_{PRC})$; [Kw]
- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ} = L\,(h_C - h_R) \cong L\,(t_C - t_R)$; [Kw] (13.5)

Consumul de apă pentru umidificare este: $Ga = L\,(x_R - x_M)$ [g/s]

Starea aerului pentru punctele P_{RC} este determinată de către fiecare furnizor de agregate de tratare prin programul de alegere propriu.

În situațiile practice, proiectantul nu poate calcula sarcinile bateriilor din agregat deoarece nu are acces la metoda de calcul a recuperatorului de căldură şi implicit a punctelor I_{RC} şi P_{RC}.

El poate compara însă consumurile energetice calculate cu relațiile 13.2, pentru agregatul fără recuperator cu consumurile indicate de producătorul agregatului de tratare cu recuperator, pentru a hotărî dacă investiția făcută în recuperator se va amortiza într-un timp acceptabil.

13.1.1.2 Tratarea complexă iarna cu umidificare izotermă

Pentru trasarea procesului de tratare se cunosc din etapele anterioare de calcul următoarele elemente:

- starea aerului exterior E_i, prin parametrii t_e şi x_e;
- starea aerului interior I_i, prin parametrii t_i şi φ_i;
- sarcina termică şi de umiditate de iarnă Q_i şi G_i;
- debitul de aer necesar pentru climatizare **L**, debitul de aer proaspăt **Lp** şi debitul de aer recirculat **Lr**.

Etapele trasării procesului de tratare sunt următoarele:

- se amplasează punctele cunoscute în diagrama h – x;
- se determină parametrii aerului climatizat pentru situația de iarnă cu relațiile 13.1;
- se determină raza procesului $\varepsilon_i = \frac{Q_i}{G_i}$ şi se trasează această dreaptă în diagrama h - x şi apoi o paralelă la această dreaptă prin punctul I_i;
- se amplasează punctul **C** în diagrama h - x la intersecția lui x_c cu h_c şi se verifică dacă acesta să se afle pe dreapta paralelă la ε_i, dusă prin punctul I_i;
- se determină parametrii aerului amestecat **M**, cu relațiile 13.2 şi se amplasează punctul **M** în diagrama h–x, la intersecția celor doi parametri verificându-se ca punctul să se afle pe dreapta care uneşte punctele I_i şi E_i;
- se determină punctul **P** la intersecția lui t_C cu x_M ;

- se unesc punctele **M, P** şi **C** obținându-se procesul de tratare prezentat în fig. 13.1.3. care este compus din următoarele procese simple:
  - $I_i + E_i = M$ - proces de amestec;
  - M P - proces de încălzire;
  - P C - proces de umidificare izotermă;
  - C I - proces în încăpere.

În aceeaşi figură este prezentat şi agregatul de tratare necesar pentru realizarea acestui proces care are în componență o cameră de amestec **CA**, un filtru de aer **F**, o baterie de preîncălzire a aerului amestecat **BPI**, o cameră de umidificare cu abur **CU** şi un ventilator **V.**

Agregatul va fi mai simplu decât cel cu umidificare cu apă, dar va necesita suplimentar un generator de abur.

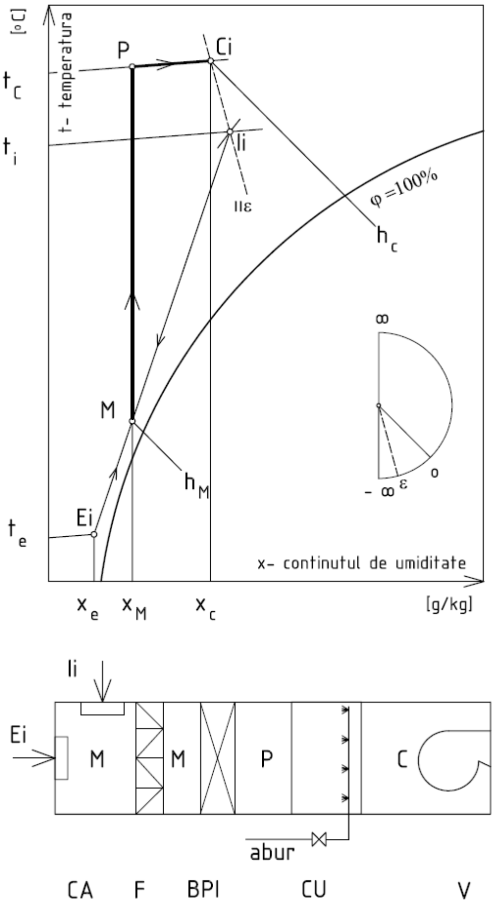


Fig 13.1.3. Procesul de tratare complexă iarna cu umidificare izotermă

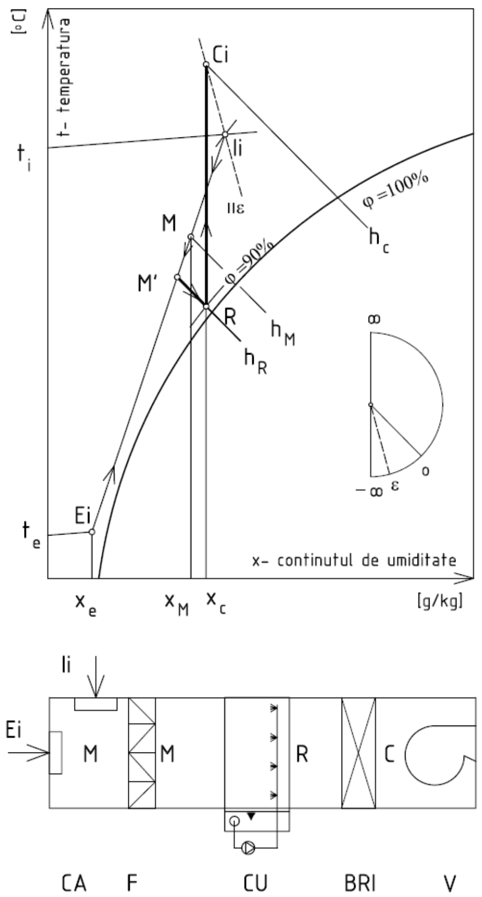


Fig. 13.1.4. Proces de tratare complexă iarna fără baterie de preîncălzire

Sarcina termică a bateriei de preîncălzire va fi:

- bateria de preîncălzire BPÎ : $Q_{BPÎ} = L\,(h_P - h_M) \cong L\,(t_P - t_M)$ [Kw]; (13.6)

Consumul de abur pentru umidificare este: $G_{abur} = L\,(x_C - x_M)$ [g/s] .

13.1.2 Cazuri particulare de procese de tratare a aerului iarna

13.1.2.1 Proces de tratare fără baterie de preîncălzire; cazul în care $h_M > h_R$

Pentru trasarea procesului de tratare:

- se amplasează punctele **$I_i(t_i, \varphi_i)$, $E(t_e, x_e)$** şi **$C(h_C, x_C)$** în diagrama h-x;
- se determină punctul **R** la intersecția curbei φ = 90% cu dreapta **x_C;**
- se calculează parametrii punctului **M** cu relațiile 13.2.

După amplasarea punctului în diagrama h-x, se constată că entalpia aerului amestecat **$h_M > h_R$**.

Din acest motiv procesul cu umidificare adiabatică prezentat în § 13.1.1.1, nu poate fi realizat dar în condițiile date se poate realiza un proces cu umidificare izotermă prezentat în § 13.1.1. 2 .

De multe ori însă se doreşte realizarea unui proces cu umidificare adiabatică care se realizează cu consumuri de energie electrică mai mică şi cu investiții mai reduse.

Pentru a se putea realiza acest proces se măreşte debitul de aer proaspăt **Lp** deplasându-se punctul **M** în punctul **M'**, a cărui entalpie este egală cu **h_R**.

Procesul de tratare realizat în acest caz este denumit şi **proces de tratare fără baterie de preîncălzire**, este prezentat în figura 13.1.4. şi are în componență următoarele procese simple:

- I+E = M' - proces de amestec;
- M' R - proces de umidificare adiabatică;
- RC - proces de încălzire;
- CI - proces în încăpere.

Debitul nou de aer proaspăt ce trebuie vehiculat în instalație se va determina din condiția **$h_{M'} = h_R$**

$$h_{M'} = h_R = \frac{Lp_1 h_e + (L - Lp_1)h_i}{L}\,;\; Lp_1 = L\frac{h_i - h_R}{h_i - h_e} \quad \text{[kg/s]} \qquad (13.7)$$

Agregatul necesar pentru a realiza acest proces este prezentat în figură 13.1.4 şi are în componență următoarele elemente: cameră de amestec **CA,** filtru de aer **F**, cameră de umidificare cu apă **CU**, o baterie de preîncălzire **BPI** şi un ventilator **V**.

Acest tip de proces se poate realiza doar în situația în care raportul între debitul de aer proaspăt **Lp** şi cel de aer recirculat **Lr** este variabil în timpul zilei.

Dacă debitul de aer proaspăt din instalația de climatizare este constant, procesul cel mai simplu care se poate realiza este procesul de tratare cu umidificare izotermă prezentat în § 13.1.1. 2.

Sarcina termică ale bateriei de reîncălzire pentru procesul de tratare cu aer amestecat va fi:

- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ} = L (h_C - h_R) \cong L (t_C - t_R)$ [Kw]; (13.8)

Consumul de apă pentru umidificare este: $Ga = L (x_C - x_{M*})$ [g/s].

<u>13.1.2.2 Cazul în care punctul M se află sub curba de φ = 100% (în zona de ceață)</u>

În anumite situații de iarnă când temperatura aerului exterior este foarte coborâtă se poate întâmpla ca punctul **M** să se afle sub curba de φ = 100%, în zona de ceață.

Acest lucru se constată după amplasarea în diagrama h-x, a punctelor $\mathbf{I_i(t_i, \varphi_i)}$, $\mathbf{E(t_e, x_e)}$ şi $\mathbf{C(h_C ,x_C)}$ şi calculul parametrilor punctului **M** cu relațiile 13.2.

Deoarece această situație (în care punctul **M** se află în zona de ceață) este instabilă, şi aerul are tendința să elimine vaporii de apă în exces, punctul **M** se va deplasa după dreapta **t = ct** (care în zona de ceață, are aproximativ aceeaşi direcție ca şi dreapta de **h=ct**) până la curba de saturație, în punctul **M'**. În urma acestui proces, în camera de amestec se va depune o cantitate de apă **Dx** , care va avea efecte neplăcute asupra agregatului de tratare.

Pentru eliminarea acestui fenomen se pot aplica trei metode:

a) Proces de tratare iarna cu baterie de preîncălzire a aerului exterior şi a aerului amestecat

Procesul se va trasa astfel:

- se amplasează în diagrama h-x punctele $\mathbf{I_i(t_i, \varphi_i)}$, $\mathbf{E(t_e, x_e)}$ şi $\mathbf{C(h_C ,x_C)}$;
- se determină parametrii punctului **M** şi se amplasează punctul în diagrama h-x;
- se determină punctul **R** la intersecția lui $\mathbf{x_C}$ cu φ = 90%;
- se determină punctul **E1**, la intersecția dreptei $\mathbf{x_e}$ cu dreapta t_{E1} = (5 -10) °C şi punctul **P** la intersecția dreptei $\mathbf{x_M}$ cu dreapta $\mathbf{h_R}$.

În acest caz procesul de amestec se va realiza între punctele **E₁** şi **I**, obținându-se punctul **M1** cu acelaşi conținut de vapori de apă ca şi punctul **M** dar cu o temperatură mai ridicată, ieşind astfel din zona de ceață.

Procesul de tratare este prezentat în figura 13.1.5 şi este compus din următoarele procese simple:

- $E\,E_1$ - proces de preîncălzire al aerului exterior;
- $E_1 + I = M_1$ - proces de amestec;
- $M_1\,P$ - proces de preîncălzire al aerului amestecat;
- P R - proces de umidificare adiabatică;
- R C - proces de reîncălzire;
- C I - proces în încăpere.

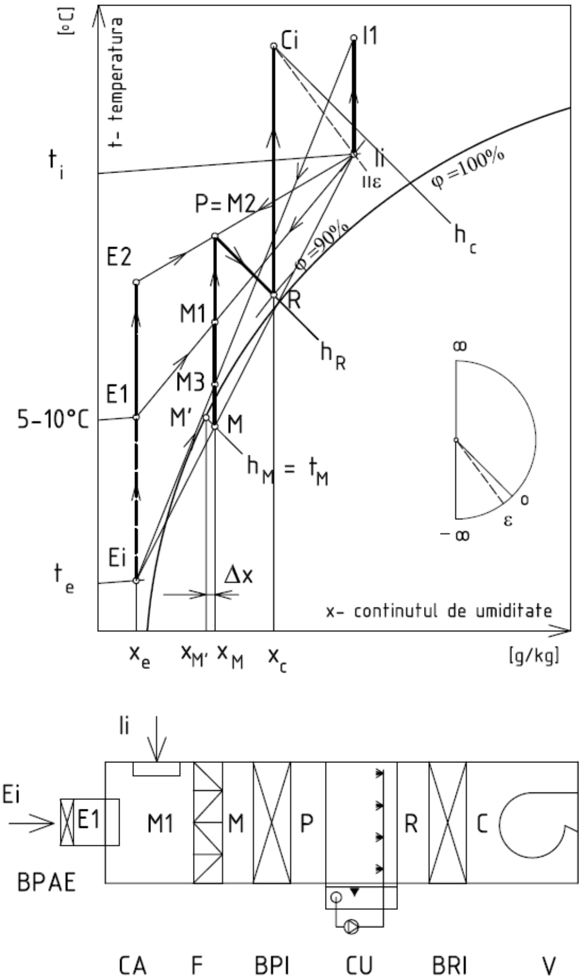


Fig. 13.1.5. Procese de tratare iarna când punctul M se află sub curba de 100%

Această metodă este cea mai uzuală deoarece în timpul zilei temperatura aerului exterior t_E, se măreşte în mod natural şi bateria de preîncălzire a aerului exterior este

scoasă din uz, bateria de preîncălzire a aerului amestecat lucrând în condiții normale.

Agregatul care este prezentat în figura 13.1.5, are următoarea componență: baterie de preîncălzire e aerului proaspăt **BPAE**, camera de amestec **CA**, filtru de aer **F**, baterie de preîncălzire a aerului amestecat **BPI**, camera de umidificare cu apă **CU**, baterie de reîncălzire **BRI** şi un ventilator **V**.

Sarcinile bateriilor de încălzire sunt:

- bateria de preîncălzire a aerului exterior $Q_{BPAE}= L_P \ (h_{E1} \ – h_{EI}) \cong \ L_P \ (t_{E1} – t_{EI} \ )$ [Kw];
- bateria de preîncălzire a aerului amestecat $Q_{BPI}= L \ (h_P – h_{M1}) \cong \ L_P \ (t_P – t_{M1} \ )$ [Kw];
- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ} = L \ (h_C – h_R) \cong \ L \ (t_C – t_R \ )$ [Kw];

Consumul de apă pentru umidificare este: $Ga = L \ (x_R – x_P)$ [g/s] (13.9)

b) Proces de tratare cu baterie de preîncălzire a aerului proaspăt fără preîncălzirea aerului amestecat.

Pentru trasarea procesului de tratare:

- se amplasează punctele **$I_i(t_i, \varphi_i)$, $E(t_e, x_e)$** şi **$C(h_C, x_C)$** în diagrama h-x;
- se determină parametrii aerului amestecat **M**;
- se determină poziția punctului **R** la intersecția dreptei **x_c** cu curba φ_R = 90%;
- se determină poziția punctului **P** la intersecția dreptei **x_M** cu dreapta **h_R** şi poziția punctului **E_2** la intersecția dreptei **x_E** cu prelungirea dreptei **I P**.

Procesul prezentat cu linie întreruptă în fig. 13.1.5, este compus din următoarele procese simple:

- EE_2	- proces de preîncălzire a aerului exterior;
- E_2+I = P=M_2	- proces de amestec;
- P R	- proces de umidificare adiabatică;
- R C	- proces de reîncălzire;
- C I	- proces în încăpere.

Agregatul de tratare care poate realiza acest proces este prezentat în figura 13.1.6.a şi are următoarea componență: baterie de preîncălzire a aerului proaspăt **BPAE**, camera de amestec **CA,** filtrul de aer **F**, cameră de umidificare cu apă **CU**, baterie de reîncălzire **BRI** şi un ventilator **V**.

Agregatul este mai simplu decât cel precedent dar bateria de preîncălzire a aerului exterior va lucra toată ziua şi va lucra în regim dezavantajat la temperaturi mari ale aerului exterior.

Sarcinile termice ale bateriilor vor fi:

- bateria de preîncălzire a aerului exterior $Q_{BPAE}= L_P\ (h_{E2} - h_{EI}) \cong L_P\ (t_{E2} - t_{EI})$ [Kw];
- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ} = L\ (h_C - h_R) \cong L\ (t_C - t_R)$ [Kw];

Consumul de apă pentru umidificare este: $Ga = L\ (x_R - x_P)$ [g/s]. (13.10)

c) Proces de tratare iarna cu baterie de preîncălzire a aerului interior şi a aerului amestecat

Pentru trasarea procesului se procedează ca şi în celelalte cazuri:

- se amplasează punctele **$I_i(t_i, \varphi_i)$**, **$E(t_e, x_e)$** şi **$C(h_C, x_C)$** în diagrama h-x;
- se determină parametrii aerului amestecat **M**;
- se determină poziția punctului **R** la intersecția dreptei **x_c** cu curba φ_R = 90%;
- se determină poziția punctului **I_1** la intersecția dreptei **x_{Ii}** cu dreapta **$t_{I1} = t_i + (5\text{-}10)$ °C;**
- se determină poziția punctului **P** la intersecția dreptei **x_M** cu dreapta **h_R**.

Procesul de tratare prezentat cu linie punct în figura 13.1.5 este compus din următoarele procese simple:

- $I\ I_1$	- proces de preîncălzire a aerului interior;
- $I_1 + E = M_3$	- proces de amestec;
- M_3 P	- proces de preîncălzire a aerului amestecat;
- PR	- proces de umidificare adiabatică;
- R C	- proces de reîncălzire;
- C I	- proces în încăpere.

Agregatul poate realiza acest proces de tratare este prezentat în figura 13.1.6.b. şi are următoarea componență: baterie de preîncălzire a aerului interior **BPAI**, camera de amestec **CA**, filtrul de aer **F**, bateria de preîncălzire a aerului amestecat, camera de umidificare cu apă **CU**, bateria de reîncălzire **BRI** şi un ventilator **V**.

În acest caz sarcinile bateriilor de încălzire sunt:

- bateria de preîncălzire a aerului interior $Q_{BPAI}= L_P\ (h_{I1} - h_{II}) \cong L_P\ (t_{I1} - t_{II})$ [Kw];
- bateria de preîncălzire a aerului amestecat $Q_{BPI}= L\ (h_P - h_{M3}) \cong L_P\ (t_P - t_{M3})$ [Kw];

- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ} = L\,(h_C - h_R) \cong L\,(t_C - t_R)$ [Kw];

Consumul de apă pentru umidificare este: $Ga = L\,(x_R - x_P)$ [g/s]. (13.11)

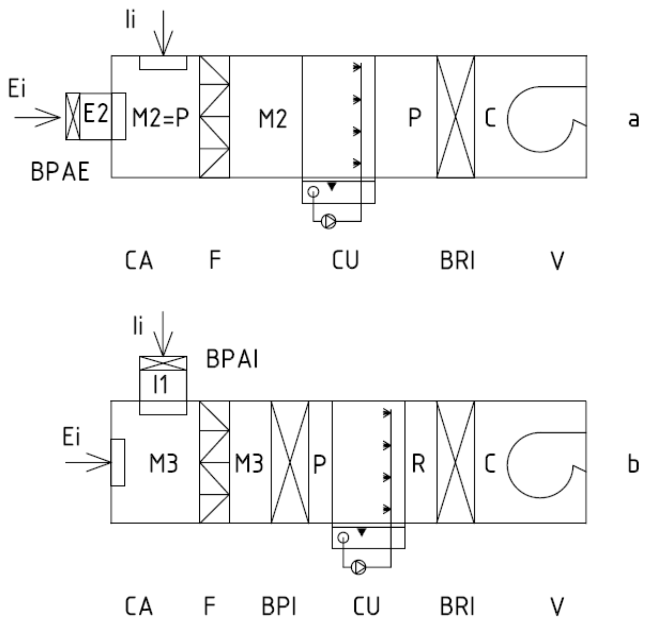


Fig.13.1.6. Agregate de tratare cu preîncălzirea aerului exterior şi cu încălzirea aerului interior

13.1.3. Proces de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare de tip ˝piston˝ sau ˝prin deplasare˝

În cazul sistemelor de climatizare de tip ˝´piston˝ sau ˝prin deplasare˝ starea aerului interior **I(t_i, φ_i)** este diferită de starea aerului evacuat din partea superioară a încăperii I_s, care este introdus în camera de amestec.

Pentru trasarea procesului de tratare se cunosc din etapele anterioare de calcul următoarele elemente:

- starea aerului exterior **E_i**, prin parametrii **t_e** şi **x_e;**
- starea aerului interior **I_i**, prin parametrii t_i şi φ_i**;**
- sarcina termică şi sarcina de umiditate de iarnă **Q_i** şi **G_i;**
- debitul de aer necesar pentru climatizare **L**, calculat cu metodologia expusă la §11.1.2, debitul de aer proaspăt **Lp** şi debitul de aer recirculat **Lr**.

Etapele trasării procesului de tratare sunt următoarele:

- se calculează parametrii aerului climatizat **C**, cu relațiile:

$$h_c = h_i - \frac{Q_i^{zl}}{L}; \qquad [kJ/kg]; \qquad x_c = x_i - \frac{G_i^{zl}}{L} \qquad [g/kg] \qquad (13.12)$$

unde: $Q_i^{zl} = K\ Q_i$, [kW]; $G_i^{zl} = K\ G_i$ [kg/s] (13.13)

Coeficientul K are valoarea:

K = 0,4…0,6 pentru surse termice de dimensiuni mici (pentru clădiri civile) ;

K = 0,5…0,7 pentru surse termice de dimensiuni mari (pentru clădiri industriale)

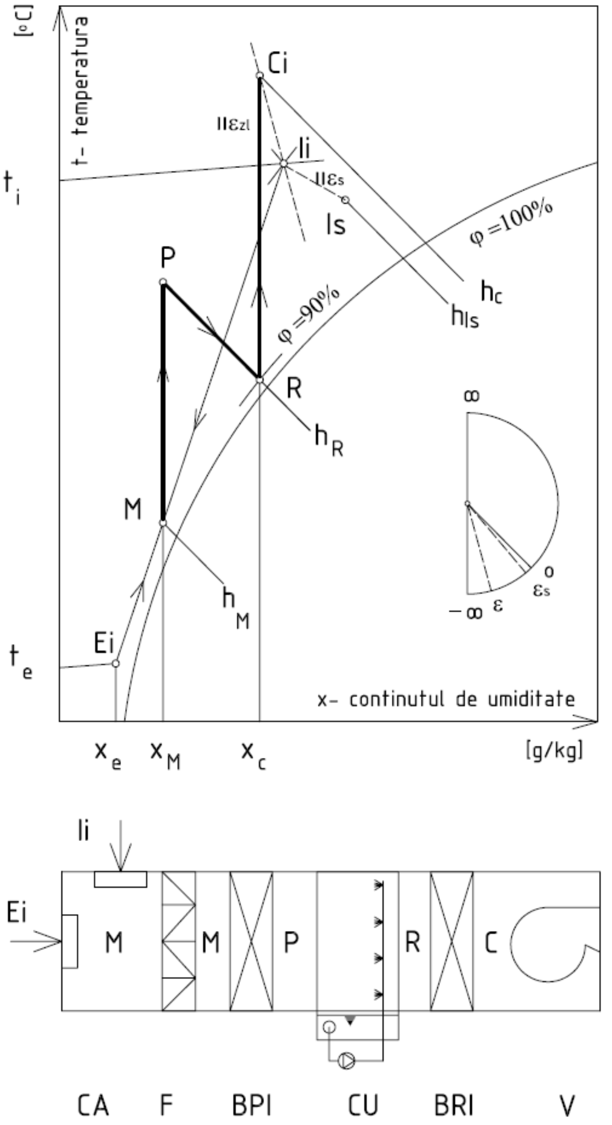


Fig. 13.1.7. Proces de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare de tip ″piston″ sau ″prin deplasare″

- se calculează parametrii aerului din zona superioară a încăperii **I_s** cu relațiile:

$$h_s = h_i + \frac{Q_i^s}{L}; \quad [kJ/kg]; \qquad x_s = x_i + \frac{G_i^s}{L} \quad [g/kg] \qquad (13.14)$$

Unde: $Q_i^s = (1-K)Q_i$; [kW] ; $G_i^s = (1-K)G_i$ [kg/s] (13.15)

- se calculează parametrii aerului amestecat **M**, cu relațiile:

$$h_M = \frac{Lp * h_e + Lr * h_s}{Lp + Lr}; \ [kJ/kg]; \qquad x_M = \frac{Lp * x_e + Lr * x_s}{Lp + Lr} [g/kg] \qquad (13.16)$$

şi se amplasează punctul **M** în diagrama h–x, la intersecția celor doi parametri verificându-se ca punctul să se afle pe dreapta care uneşte punctele $\mathbf{I_s}$ şi $\mathbf{E_i}$

- se determină punctul **R** la intersecția dreptei $\mathbf{x_c}$ cu curba φ_R = 90%;
- se determină punctul **P** la intersecția dreptei $\mathbf{h_R}$ cu dreapta $\mathbf{x_M}$.

Se unesc punctele **M, P, R**, şi **C** obținându-se procesul de tratare prezentat în figura 13.1.7.

Sarcinile termice ale bateriilor vor fi:

- bateria de preîncălzire BPÎ : $Q_{BPÎ} = L\,(h_P - h_M) \cong L\,(t_P - t_M)$ [Kw];
- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ} = L\,(h_C - h_R) \cong L\,(t_C - t_R)$ [Kw]; (13.17)

Consumul de apă pentru umidificare este: $Ga = L\,(x_R - x_M)$ [g/s].

13.1.4 Exemplu de calcul

Să se traseze procesul complex de tratare cu umidificare adiabatică şi cu umidificare izotermă pentru un debit de aer **L**= 10 kg/s în următoarele condiții:

- debitul de aer proaspăt **Lp** = 4 kg/s cu starea **E** având $\mathbf{t_e}$ = -15°C şi $\mathbf{x_e}$ = 0,8 g/kg;
- debitul de aer recirculat **Lr** = 6 klg/s cu starea **I** având $\mathbf{t_i}$ = 22°C şi φ_i = 5o%;
- sarcina termică de iarnă este **Qi** = - 32 kW;
- Sarcina de umiditate este **Gi** = 0,0064 kg/s.

Pentru trasarea procesului se procedează astfel:

- se amplasează în diagrama h-x punctele E şi I;
- se determină parametrii aerului de stare C, cu relațiile 13.1;

$$h_c = h_i - \frac{Q_i}{L} = 42{,}9 - \frac{-32}{10} = 46{,}1 \text{ kJ/kg}; \ x_c = x_i - \frac{G_i}{L} = 8.35 - \frac{6{,}4}{10} = 7{,}71 \text{ g/kg}$$

şi se amplasează punctul în diagrama h-x

- se citesc parametrii principali ai punctelor **E, I** şi **C** şi valorile obținute se trec în tabelul 13.1.1;
- se determină parametrii punctului **M** cu relațiile 13.2;
- $h_M = \frac{Lp * h_e + Lr * h_i}{Lp + Lr} = \frac{4 * (-13) + 6 * 43}{10}$ = 20,6 kJ/kh;
- $x_M = \frac{Lp * x_e + Lr * x_i}{Lp + Lr} = \frac{4 * 0,8 + 6 * 8,3}{10}$ = 5,3 g/kg ;
- la intersecția lui x_C = 5,3 g/kg cu φ_R = 90% se obține punctul **R** care are entalpia h_R = 30,9 kJ/kg;
- la intersecția dreptei h_R = 30,9 kJ/kg cu dreapta x_M = 7,7 g/kg rezultă punctul **P** cu o temperatură de t_P = 16,8 °C;
- parametrii celorlalte puncte se regăsesc de asemenea în tabelul 13.1.1.

Procesul de tratare, realizat cu umidificare adiabatică este prezentat în fig. 13.1.8.

Tabelul 13.1.1. Parametrii punctelor de stare din exemplul de calcul

Punct / Parametru	E	I	C	M	P	R	P1
t [°C]	-15	22	26,6	7,4	17,7	11,5	26,6
x [g/kg]	0,8	8,3	7,7	5,3	5,3	7,7	5,4
h [kJ/kg]	-13	43	46,1	20,6	30,9	30,9	39,8
φ [%]	80	50	35	83	44	90	24

Pentru realizarea procesului cu umidificare izotermă se folosesc punctele **E**, **I**, **C** şi **M** reprezentate în diagrama h-x.

- se determină punctul **C1** la intersecția temperaturii t_C = 26,6 °C cu dreapta x_M = 5,4 g/kg
- se uneşte punctul **C1** cu punctul **I** obținându-se procesul de tratare reprezentat cu linie punctată în figura 13.1.8.

Sarcinile termice ale bateriilor sunt:

- bateria de preîncălzire BPÎ : $Q_{BPÎ}$ = 10 (30,9 -20,6) = 103 kW ≅ 10 (17.7– 7.4) = 102 KW;

- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ}$ = 10 (46,1 – 30,9) = 152 kW ≅ 10 (26,6 – 11,5) = 151 kW.

Consumul de apă pentru umidificare este: Ga = 10 (7,7 –5,4) = 23 g/s = 82,8 kg/h

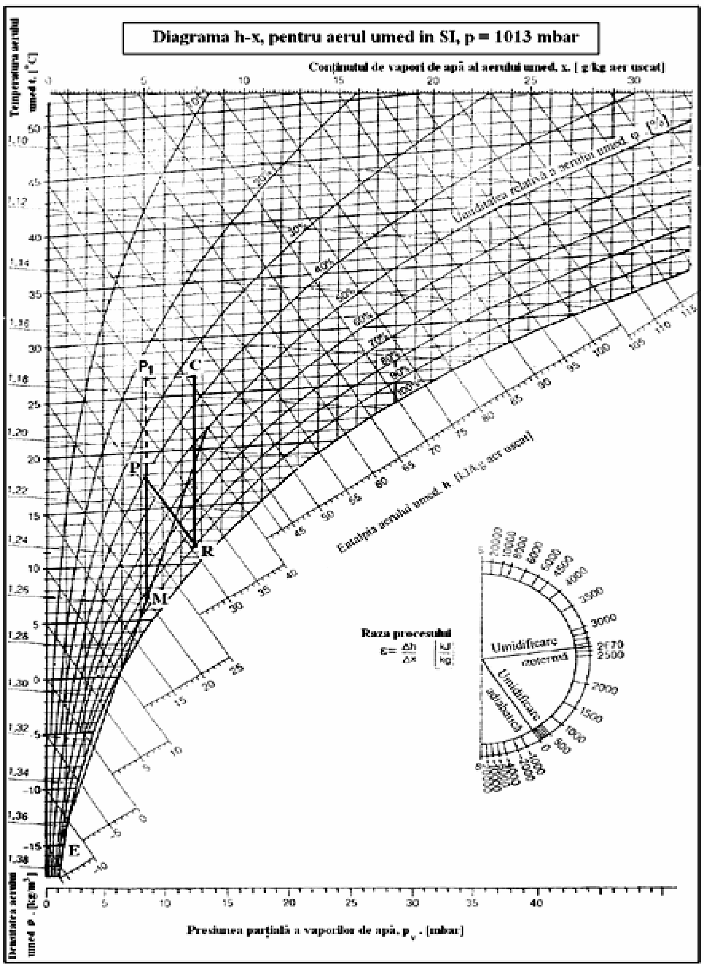


Fig. 13.1.8. Procesul de tratare al aerului iarna folosind umidificarea adiabatică sau umidificarea izotermă

13.1.5 Proces de tratare iarna cu încălzirea aerului amestecat pentru ventilare mecanică

Acest proces este realizat cu scopul de a menține temperatura aerului în limitele dorite şi nu poate controla valoarea umidității relative din încăpere.

Pentru trasarea procesului complex :

- se amplasează punctele **I**$_i$(t_i, φ_{imax}), **E**(t_e, x_e) în diagrama h-x;
- se calculează parametrii aerului amestecat **M**, cu relațiile 13.2 şi se amplasează punctul în diagrama h-x;
- se calculează raza procesului $\varepsilon_i = \frac{Q_i}{G_i}$ şi se trasează o dreaptă paralelă la raza procesului prin punctul **I**$_i$**;**
- se determină punctul **Ri** la intersecția dreptei **h**$_M$ cu dreapta paralelă la ei;

- se determină punctul **R1** la intersecția dreptei $\mathbf{x_M}$ cu dreapta $\mathbf{t_R}$ şi punctul **I1** la intersecția dreptei $\mathbf{t_i}$ cu o dreapta paralelă cu ε dusă prin punctul **R1.**

Procesul de tratare reprezentat în figura 13.1.9, are următoarele procese simple:

- $I_i + E_i = M$ proces de amestec;
- M R1 proces de încălzire;
- C1 I1 proces în încăpere.

Se constată că printr-un proces simplu de încălzire se poate menține temperatura aerului interior dar umiditatea relativă **φ1** este mai mică decât cea dorită inițial φ_{imax}.

Agregatul este prezentat în figura 13.1.9, are în componență: o cameră de amestec **CA**; un filtru de aer **F**; o baterie de preîncălzire a aerului amestecat **BPI** şi un ventilator, **V**.

Sarcina bateriei de încălzire în acest caz este

$$Q_{BI} = L\,(h_{R1} - h_M) \cong L\,(t_{R1} - t_M) \qquad (13.18)$$

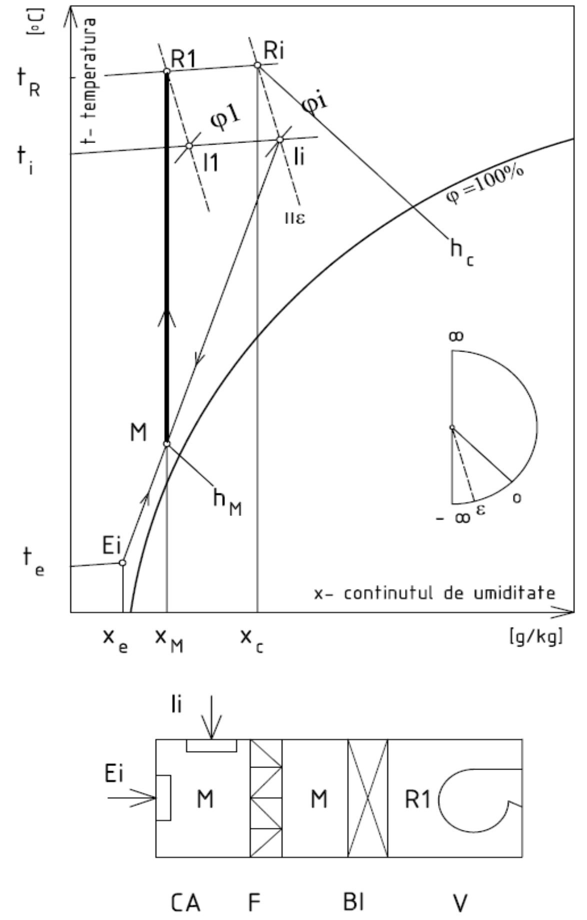


Figura 13.1.9 - Proces de tratare iarna cu încălzirea aerului amestecat

13.2. Procese de tratare a aerului în situația de vară pentru controlul temperaturii şi umidității relative a aerului interior

Procesele de tratare a aerului vara se realizează în acelaşi agregat de tratare care realizează procesul de iarnă:

La acest agregat se vor adăuga elementele care nu există în situația de iarnă.

13.2.1 Procese de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare ˝prin amestec˝

13.2.1.1 Proces de tratare vara cu răcire într-o treaptă

Pentru trasarea procesului de tratare se cunosc din etapele anterioare de calcul următoarele elemente:

- starea aerului exterior E_V, prin parametrii $\mathbf{t_{ev}}$ şi $\mathbf{x_{cl}}$;
- starea aerului interior $I_{V,}$ prin parametrii $\mathbf{t_i}$ şi φ_i;
- sarcina termică şi de umiditate de vară $\mathbf{Q_v}$ şi $\mathbf{G_v}$ şi raza procesului $\varepsilon_V = \frac{Q_v}{G_v}$;
- starea aerului climatizat **C**, aflat la intersecția dreptei $\mathbf{t_c}$ cu dreapta paralelă la $\mathbf{e_v}$ dusă prin punctul I_V;
- debitul de aer necesar pentru climatizare **L**, debitul de aer proaspăt **Lp** şi debitul de aer recirculat **Lr**.

Etapele trasării procesului de tratare sunt următoarele:

- se amplasează punctele cunoscute în diagrama h – x;
- se determină parametrii aerului amestecat **M**, cu relațiile 13.2 şi se amplasează punctul **M** în diagrama h-x;
- se determină punctul **R**, la intersecția dreptei $\mathbf{x_c}$ cu curba φ_R = 90%;
- se uneşte punctul **M** cu punctul **R** şi apoi se continuă dreapta **MR** până la curba φ = 100% unde se va afla punctul **T** care reprezintă intersecția dintre temperatura medie a bateriei de răcire t_{BR} şi curba φ = 100%; valoarea standard a lui t_{BR} este de 9,5°C deoarece instalațiile frigorifice (**chillere**) care răcesc apa utilizată în baterii, livrează în mod normal apă răcită cu parametrii 7°C -12 °C;;
- se uneşte punctul **R** cu punctul **C,** obținând-se procesul de tratare.

Procesul realizat este prezentat în figura 13.2.1 şi are în componență următoarele procese simple:

- $I_v + E_v = M$ - proces de amestec;
- MR - proces de răcire cu uscare;
- RC - proces de reîncălzire;
- CI - proces în încăpere.

Dacă temperatura $\mathbf{t_{BR} = t_T}$ este mai mare decât valoarea standard de 9,5°C, pentru a se putea realiza procesul de tratare este necesar să se schimbe temperatura medie a apei de răcire fie prin modificarea parametrilor chillerului (dacă acesta alimentează o singură baterie de răcire) sau prin montarea unor ventile cu trei căi pe aspirația pompei de circulație ce alimentează cu apă răcită bateria de răcire **BR**.

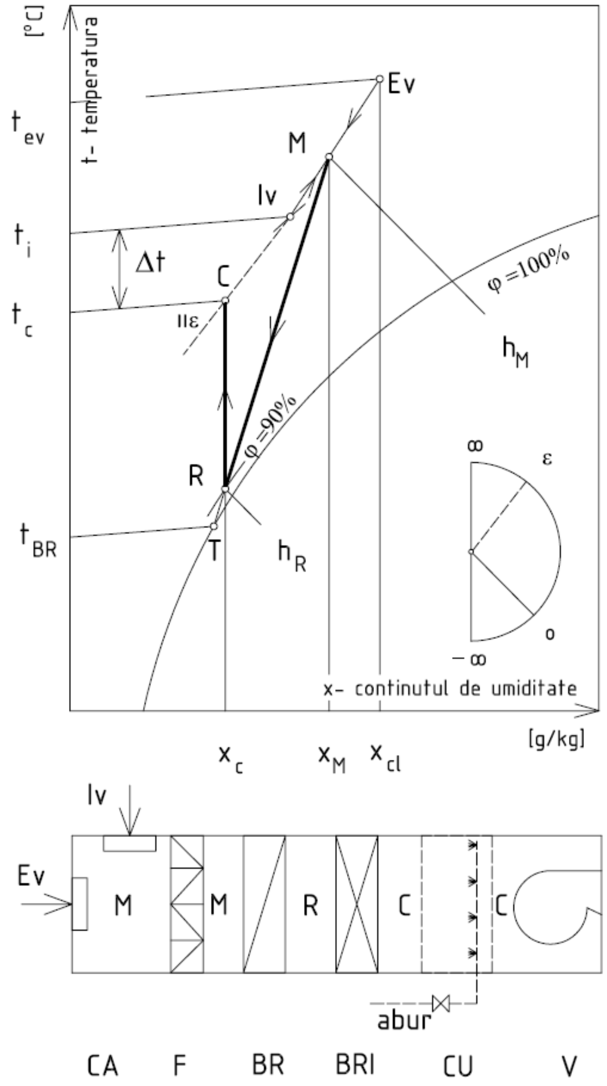


Fig. 13.2.1. Proces de tratare cu răcire cu într-o treaptă

Dacă nici una din aceste posibilități nu se poate aplica, procesul nu se poate realiza urmând a se realiza un proces de tratare cu baterie de răcire şi cameră de umidificare în regim adiabatic.

Agregatul de tratare prezentat în figura 13.2.1. are următoarea componență: o cameră de amestec **CA**, un filtru de aer **F**, o baterie de răcire **BR**, o baterie de reîncălzire **BRI**, o cameră de umidificare cu abur **CU**, care nu funcționează în perioada de vară şi un ventilator **V.**

Elementele agregatului care sunt desenate punctat sunt necesare în procesul de iarnă şi nu funcționează vara.

Sarcinile termice şi frigorifice din acest proces vor fi:

- bateria de răcire: $Q_{BR} = L\ (h_M - h_R)$ [kW]; (13.19)
- bateria de reîncălzire $Q_{BRI} = L\ (h_C - h_R) = L\ (t_C - t_R)$ [kW].

În cazul în care investitorul doreşte să recupereze o parte a energiei conținute în aerul evacuat, se vor utiliza recuperatoare de căldură de tip recuperativ sau regenerativ.

Procesul de tratare realizat în cazul utilizării unui recuperator cu plăci este indicat în figura 13.2.2.

Aerul interior de stare **Iv**, se va încălzi la trecerea prin recuperatorul cu plăci până la starea $\mathbf{I_{RC}}$, după care se amestecă cu aerul de stare **E**, obținându-se aer de stare **M**, după care se răceşte în recuperator obținându-se aer de stare $\mathbf{M_{RC}}$ care se va răci în bateria de răcire **BR** şi reîncălzi în bateria de reîncălzire **BRI**

Sarcinile termice şi frigorifice vor fi mai reduse în acest proces şi ele vor fi:

- bateria de răcire: $Q_{BR} = L\ (h_{MRC} - h_R)$ [kW]; (13.20)
- bateria de reîncălzire $Q_{BRI} = L\ (h_C - h_R) = L\ (t_C - t_R)$ [kW].

Ca şi în situația de iarnă, proiectantul nu poate calcula sarcinile bateriilor deoarece nu are acces la metoda de calcul a recuperatorului de căldură şi implicit a punctelor **I_{RC}** şi **M_{RC}**.

El poate compara însă consumurile energetice calculate cu relațiile 13.2, pentru agregatul fără recuperator cu consumurile indicate de producătorul agregatului de tratare cu recuperator.

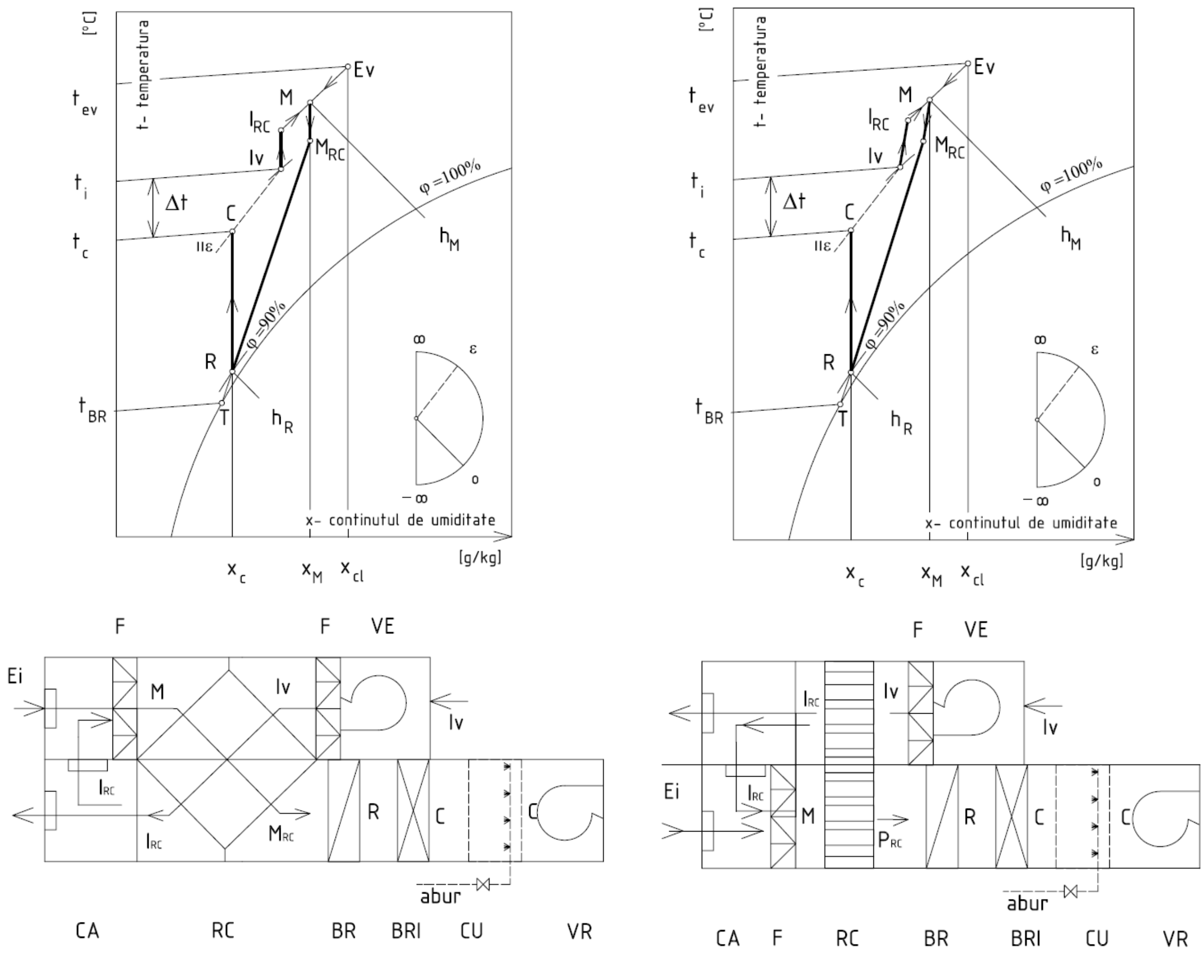


Fig. 13.2.2. Proces de tratare vara cu recuperator de căldură şi răcire într-o treaptă

13.2.1.2 Proces de tratare vara cu răcire şi umidificare adiabatică

Procesul de tratare cu răcire şi umidificare se va utiliza în una din situațiile:

- există o cameră de umidificare adiabatică necesară pentru procesul de tratare iarna
- procesul de răcire nu poate fi realizat deoarece $x_M < x_R$;

- procesul de răcire ar fi realizat neeconomic datorită temperaturii t_{BR}, prea ridicate a bateriei de răcire.

Procesul se va trasa astfel:

- se amplasează punctele cunoscute **I_v**, **E_v**, **C** în diagrama h-x;
- se determină parametrii aerului amestecat cu relațiile 13.2;
- se determină punctul **R** la intersecția dreptei **x_C** cu curba φ_R = 90%;
- se uneşte punctul **M** cu punctul **T** aflat la intersecția curbei φ = 100% cu temperatura medie a bateriei de răcire t_{BR} (valoarea standard de 9,5°C).

- se determină punctul **U** la intersecția dreptei **MT** cu dreapta **h_R**
- se unesc punctele **U**, **R** şi **C** obținându-se procesul de tratare reprezentat în fig. 13.2.3, care are în componență următoarele procese simple de tratare:

- $E_v + I_v = M$	- proces de amestec;
- MU	- proces de răcire cu uscare;
- UR	- proces de umidificare adiabatică;
- RC	- proces de reîncălzire;
- CI	- proces în încăpere.

Dacă agregatul de tratare de iarnă are în componență o cameră de umidificare cu abur, procesul se va modifica astfel:

Aerul amestecat de stare **M** se va răci până la starea **U1**,care are temperatura **T_R,** se umidifică izoterm până la starea **R** după care se va reîncălzi până la starea **C.**

Agregatul va avea forma prezentată în figura 13.2.3.a şi are în componență: camera de amestec **CA**, filtru de aer **F**, baterie de preîncălzire a aerului amestecat **BPI** (care nu funcționează în perioada de vară), baterie de răcire **BR**, cameră de umidificare cu apă **CU**, baterie de reîncălzire **BRI** şi ventilator **V**.
Agregatul cu umidificare izotermă este prezentat în fig. 13.2.2.b şi are următoarea componență: camera de amestec **CA**, filtru de aer **F,** baterie de răcire **BR**, cameră de umidificare cu abur **CU**, baterie de reîncălzire **BRI** şi ventilator **V**.
(elementele desenate punctat nu funcționează în perioada de vară)

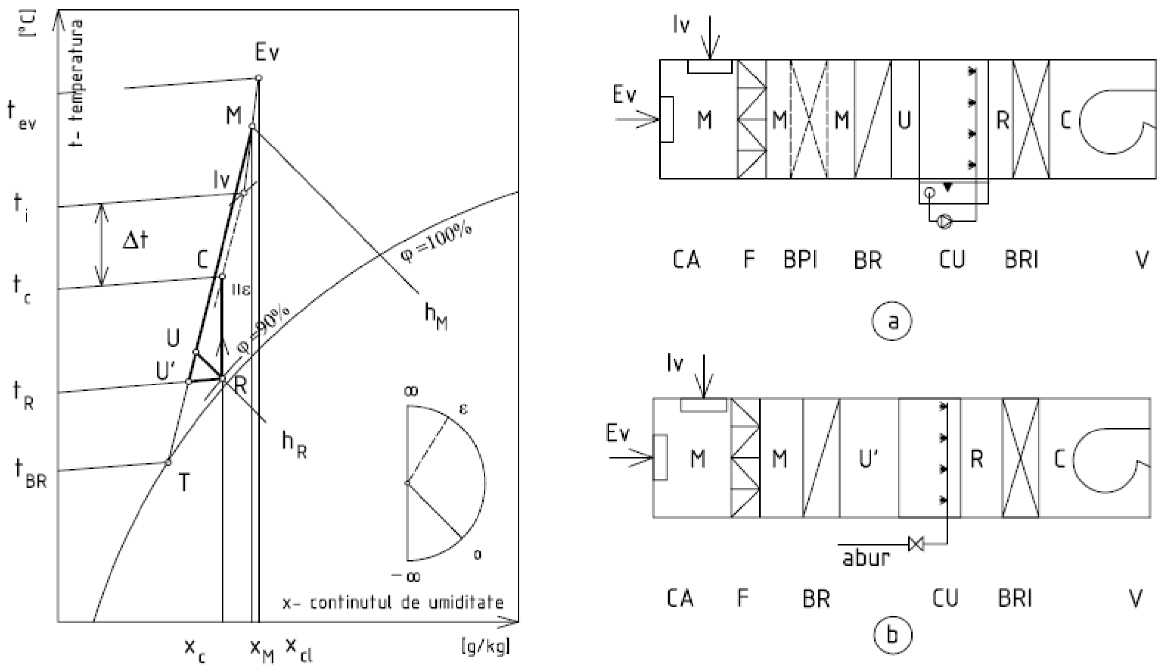


Fig.13.2.3. Proces de tratare vara cu răcire şi umidificare adiabatică

Sarcinile bateriilor de răcire şi încălzire sunt:

- bateria de răcire: $B_R = L (h_M - h_U)$ [kW] (13.21)
- bateria de reîncălzire $B_{RI} = L (h_C - h_R) = L (t_C - t_R)$ [kW]

Cantitatea de vapori de apă consumată în proces va fi:

$$G = L (x_R - x_U) \quad [g/s]$$

În cazul procesului cu umidificare izotermă sarcinile bateriilor de răcire şi încălzire vor fi:

- bateria de răcire: $B_R = L (h_M - h_{U'})$ [kW] (13.22)
- bateria de reîncălzire $B_{RI} = L (h_C - h_R) = L (t_C - t_R)$ [kW]

Cantitatea de vapori de apă consumată în proces va fi:

$$G = L (x_R - x_{U'}) \quad [g/s]$$

13.2.2 Tratarea aerului vara cu baterie de răcire pentru controlul temperaturii aerului interior

Procesul de tratare se poate trasa astfel:

- se amplasează în diagrama **h-x** punctele **E_v**(t_{ev}, x_{cl}), **I**(t_i, φ_i);
- se trasează ε_v şi se duce o paralelă prin punctul I_v ;
- se amplasează punctul **C** la intersecția lui **t_c** cu dreapta paralelă la ε_v;

- se calculează parametrii aerului amestecat **M** cu relațiile 13.2.3 şi se amplasează punctul în diagrama **h-x;**
- se uneşte punctul **M** cu punctul C şi se prelungeşte dreapta până la curba φ = 100%, rezultând punctul **T1.**

Dacă temperatura **T1** este mai mare decât valoarea standard de 9,5°C, se pot modifica parametrii instalației de răcire astfel ca valoarea medie a temperaturii de răcire sa aibă valoarea **t** $_{T1}$.

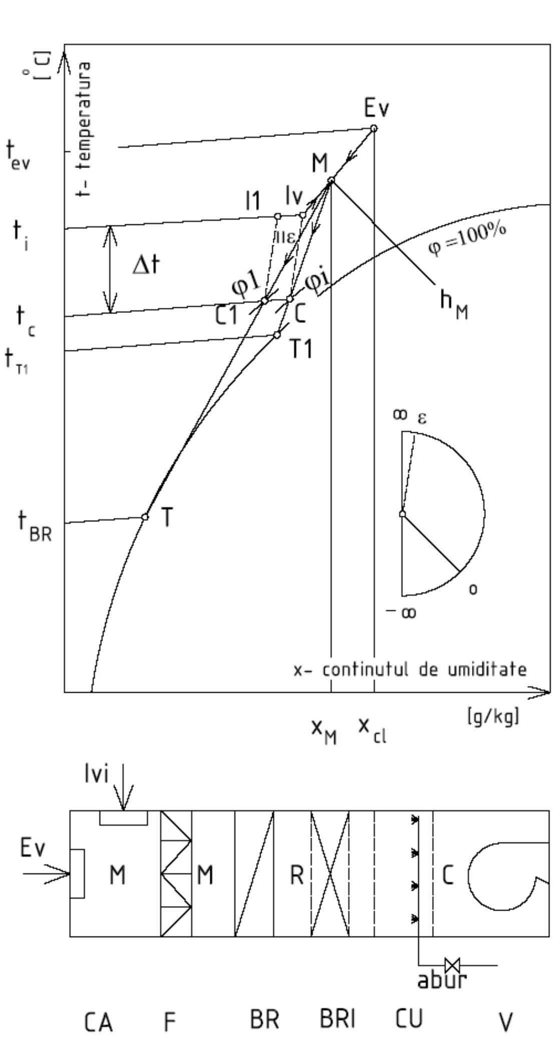


Fig. 13.2. 4. Proces de tratare vara cu răcire cu baterie de răcire

Dacă instalația de răcire alimentează mai mulți consumatori acest lucru este dificil şi se va lucra cu temperatura nominală de 9,5 °C.

- În acest caz se va uni punctul **M** cu punctul **T**, obținându-se punctul de stare al aerului climatizat **C1**

- Se va trasa o dreaptă paralelă le ε_v prin punctul **C1** şi la intersecția acestei drepte cu dreapta **ti** se obține punctul de stare al aerului interior care are o umiditate relativă $\varphi_1 < \varphi_i$.

Punctul de stare al aerului condiționat **I1** se poate afla la dreapta punctului I, având o umiditate relativă mai mare. În cazul în care umiditatea relativă a punctului I1, depăşeşte valoare corespunzătoare de pe curba de zăpuşeală se va adopta procesul de tratare prezentat la punctul 13.2.1.1.

Această situație este avantajoasă atât din punct de vedere al sistemului de distribuție a agentului termic, lipsind ventilul cu trei căi pentru reglarea temperaturii, cât şi din punct de vedere al confortului termic deoarece se obține o umiditate relativă mai mică şi se evită riscul de apariție a senzației de zăpuşeală.

Procesul de tratare este prezentat în figura 13.2.4 iar agregatul de tratare este mult simplificat având: camera de amestec **CA**; bateria de răcire **BR;** un ventilator **V:** Pe lângă acestea mai există bateria de încălzire **BI** şi camera de umidificare **CU** care nu funcționează în perioada de vară.

Sarcina bateriei de răcire este:

- bateria de răcire: $Q_{BR} = L\,(h_M - h_{C1})$ [kW] (13.23)

13.2.3 Proces de tratare a aerului pentru sisteme de climatizare tip ˝piston˝ sau ˝prin deplasare˝

Pentru trasarea procesului de tratare a aerului în sistemele de climatizare tip ˝piston˝ sau ˝prin deplasare˝ se cunosc:

- punctele de stare **I** (t_i, φ_i), **E**(t_{ev}, x_{cl});
- sarcinile termice şi de umiditate vara **Qv, Gv;**
- sarcinile termice şi de umiditate din zona de lucru Q_v^{zl}, G_v^{zl}
- poziția punctului **C** determinată §11.1.2;

- debitul de aer necesar pentru climatizare **L**, calculat cu metodologia expusă la §11.1.2, debitul de aer proaspăt **Lp** şi de aer recirculat **Lr**.

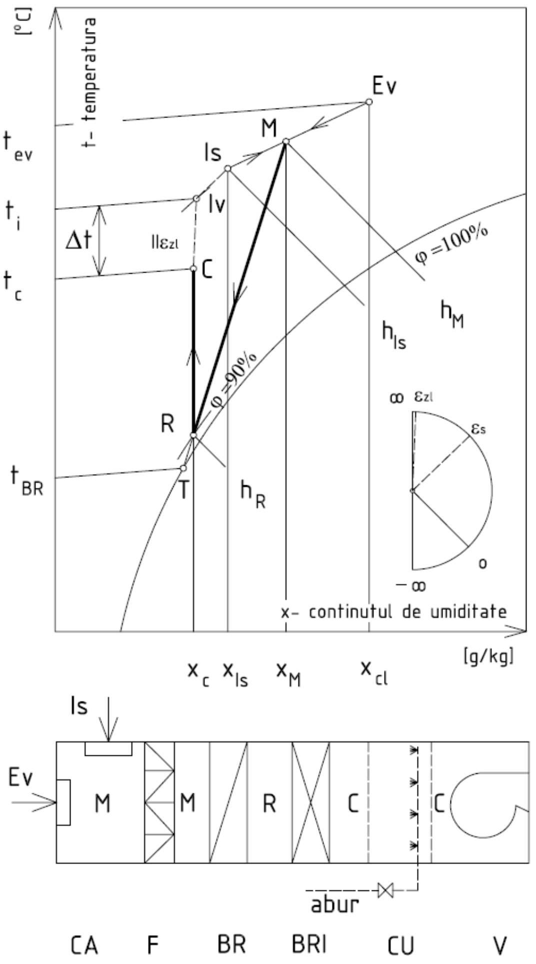


Figura 13.2. 5. Proces de tratare vara pentru sisteme de climatizare de ˝tip piston˝ sau ˝prin deplasare˝

Procesul de tratare se trasează astfel:

- se amplasează în diagrama h-x punctele cunoscute **I (t_i, φ_i), E(t_{ev} , x_{cl})** şi **C** aflat la intersecţia dreptei **t_c** cu dreapta paralelă la ε_{zl} dusă prin punctul **I**;
- se determină parametrii punctului **Is** cu relaţiile 13.14, 13.15 şi se amplasează punctul în diagrama h-x;
- se determină parametrii punctului **M** cu relaţia 13.16 şi se amplasează punctul în diagrama h-x;
- se determină punctul **R**, la intersecţia dreptei **x_c** cu curba φ_R = 90%;

- se uneşte punctul **M** cu punctul **R** şi apoi se continuă dreapta **MR** până la curba φ = 100% unde se va afla punctul **T** care reprezintă intersecția dintre temperatura medie a bateriei de răcire t_{BR} =9,5°C şi curba de 100%;
- se uneşte punctul **R** cu punctul **C** obținând-se procesul de tratare.

Procesul realizat este prezentat în figura 13.2.5, şi are în componență următoarele procese simple:

- $I_s + E_v = M$	- proces de amestec ;
- MR	- proces de răcire cu uscare;
- RC	- proces de reîncălzire;
- CI	- proces în încăpere.

Agregatul de tratare prezentat în figura 13.2.4. are următoarea componență: o cameră de amestec **CA**, un filtru de aer **F**, o baterie de răcire **BR**, o baterie de reîncălzire **BRI**, o cameră de umidificare cu abur **CU**, care nu funcționează în perioada de vară şi un ventilator **V**

Dacă agregatul de tratare are în componență pentru situația de iarnă o cameră de umidificare adiabatică, procesul de tratare de vară se poate completa cu un proces de umidificare adiabatică similar procesului din fig. 13.2.2, agregatul fiind practic identic cu cel din fig. 13.2.2

Sarcinile bateriilor de răcire şi încălzire sunt în acest caz identice cu cele date de relațiile 13.19.

Sarcinile bateriei de răcire şi încălzire sunt:

- bateria de răcire: $Q_{BR} = L\,(h_M - h_R)$ [kW]; (13.24)
- bateria de reîncălzire $Q_{BR} = L\,(h_C - h_R) = L\,(t_C - t_R)$ [kW].

13.2.4 Exemplu de calcul

Să se traseze procesul complex de tratare de vară pentru un debit de aer **L**= 10 kg/s în următoarele condiții:

- debitul de aer proaspăt **Lp** = 4 kg/s cu starea $\mathbf{E_v}$ având $\mathbf{t_e}$ = 33°C şi $\mathbf{x_{cl}}$ = 10,6 g/kg (oraşul Arad grad de asigurare 95%);

- debitul de aer recirculat **Lr** = 6 klg/s cu starea $\mathbf{I_v}$ având $\mathbf{t_i}$ = 25°C şi φ_i = 5o%;

- sarcina termică de vară este **Qv** = 95 kW;

- sarcina de umiditate este **Gv** = 0,008 kg/s.

Pentru trasarea procesului se procedează astfel:

- Se amplasează în diagrama h-x punctele $\mathbf{E_v}$ şi $\mathbf{I_v}$;

- Se determină raza procesului ε_v = 95/0,008 = 11 875 hJ/kg apă;

- Se determină parametrii aerului de stare **C**, la intersecția dreptei t_c = 18°C cu dreapta paralelă la ε_v dusă prin punctul $\mathbf{I_v}$;

- se citesc parametrii principali ai punctelor $\mathbf{E_v}$, $\mathbf{I_v}$ şi **C** şi se valorile obținute se trec în tabelul 13.2.1;
- se plasează în diagrama h-x punctul **T,** la intersecția curbei de φ = 100% cu dreapta t_T = 9,5°C;
- se determină parametrii punctului **M** cu relațiile 13.2;
- $h_M = \dfrac{Lp * h_e + Lr * h_i}{Lp + Lr} = \dfrac{4 * 60.2 + 6 * 50.6}{10}$ = 54,4 kJ/kg
- $x_M = \dfrac{Lp * x_e + Lr * x_i}{Lp + Lr} = \dfrac{4 * 10.6 + 6 * 9.9}{10}$ = 10,18 =10,2 g/kg
- la intersecția lui x_C = 10,2 g/kg cu ϕ = 90% se obține punctul **R** care are entalpia h_R = 37 kJ/kg. ;
- la intersecția dreptei h_R = 37 kJ/kg cu dreapta **MT** rezultă punctul **U** cu o temperatură de t_P = 15,8 °C şi x_U = 8,5 g/kg.

Ceilalți parametrii ai punctelor sunt dați în tabelul 13.2.1.

Procesul de tratare, realizat cu răcire şi umidificare adiabatică este prezentat în fig. 13.2.6.

Tabelul 13.2.1 Parametrii punctelor de stare pentru exemplul de calcul

Punct / Parametru	E	I	C	M	U	R
t [°C]	33	25	18	28,6	15,8	14,1
x [g/kg]	10,6	9,9	9,2	10,2	8,5	9,2
h [kJ/kg]	60,2	50,6	41	54,4	37	37
φ [%]	33	50	72	42	73	90

Sarcinile termice ale bateriilor sunt:

- bateria de răcire BR : Q_{BR} = 10 (54,4 - 37) = 174 kW **;**

- bateria de reîncălzire BRÎ: $Q_{BRÎ}$ = 10 (41– 37) = 40 kW ≅ L (18 – 14,1) = 39 [Kw] ;

Consumul de apă pentru umidificare este: Ga = 10 (9,2–8,5) = 7 [g/s].

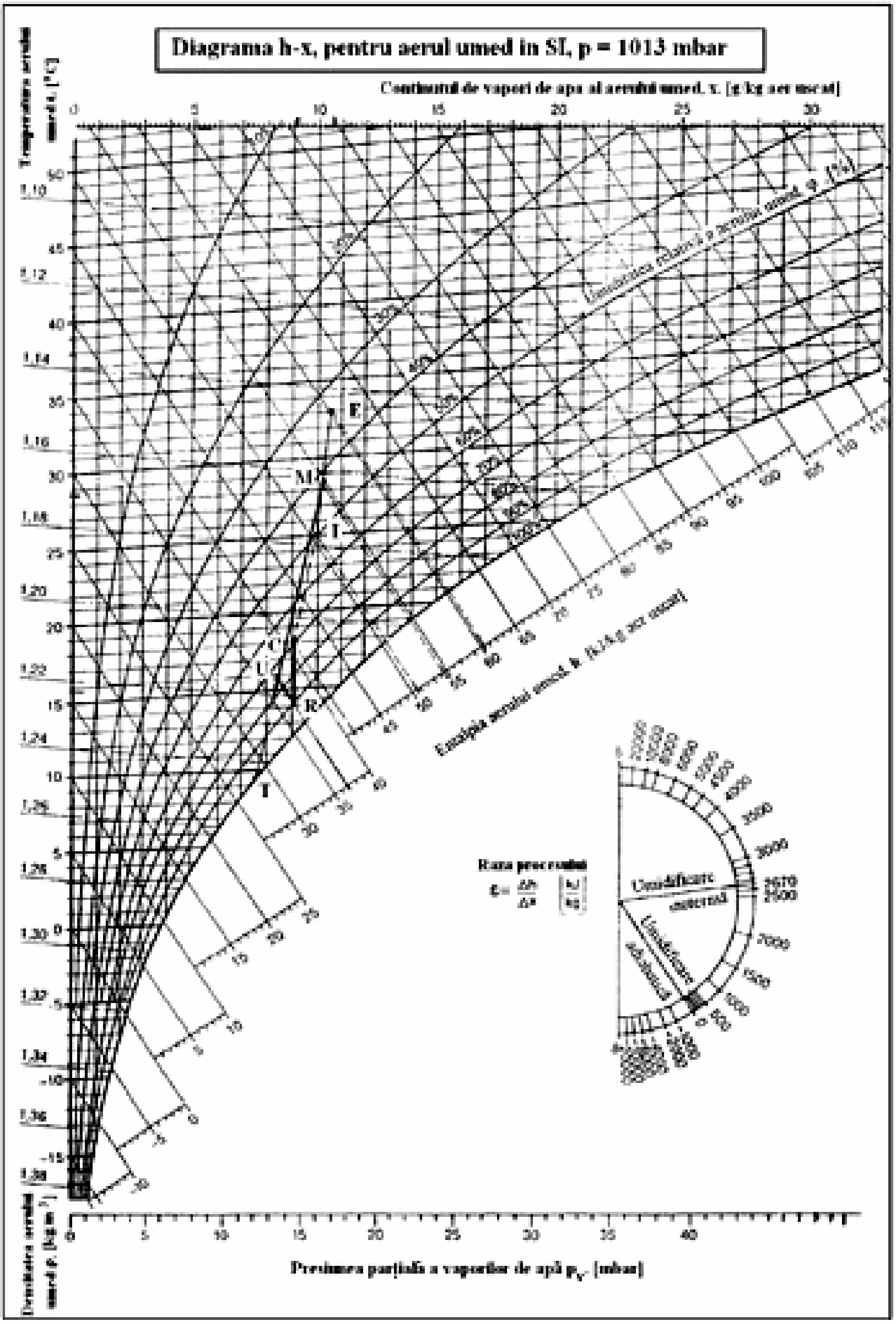


Fig. 13.2.6. Procesul de tratare al aerului vara aferent exemplului de calcul

14. ALEGEREA AGREGATULUI DE TRATARE A AERULUI

14.1 TIPURI DE AGREGATE DE TRATARE

Agregatele de climatizare realizate în mod industrial sunt agregate realizate din elemente paralelipipedice, cu secțiunea transversală identică, numite module.

Agregatele sunt livrate de obicei pe module, pentru a putea fi manipulate şi montate uşor în centrala de tratare. Ele pot fi livrate şi asamblat atunci când beneficiarul o cere.

Toate modulele unei anumite tipodimensiuni au lățimea şi înălțimea comună şi pot cuprinde unul sau mai multe componente ale agregatului de tratare (camera de amestec + filtru; baterie de încălzire + baterie de răcire; baterie de reîncălzire + ventilator; etc).

Modulele au carcasa realizată din tablă zincată, vopsită în culorile specifice firmei producătoare şi au izolație fonică şi termică disponibilă în mai multe variante de grosime funcție de cerințele acustice ale clădirii unde sunt utilizate.

Agregatele de tratare pot fi construite în două variante constructive:

- pentru montaj în interior (Air Handling Unit - AHU);
- pentru montaj pe acoperiş numite agregate ”Rooftop”.

Agregatele pentru montaj în interior se construiesc la rândul lor în două variante:

- **agregate de debite mici, plate**; agregatele de acest tip sunt folosite pentru debite de 500 - 6000m^3/h şi sunt construite pentru:
  - montaj orizontal în încăperea climatizată sau în apropierea acesteia în plafonul fals;
  - vertical pe un perete adiacent acesteia.

Ele pot avea în componență: filtru; baterie de încălzire; baterie electrică de încălzire; baterie de răcire cu separator de picături;

- **agregate cu dimensiuni normale** construite cu raporturi ale laturilor apropiate de 1, cu debite mari ce pot ajunge la 60 000 m^3/h.

Agregatele sunt construite să funcționeze la o viteză transversală medie de 2,5-3,5 m/s care se limitează la 3 m/s din motive de zgomot.

Agregatele normale se montează în interiorul clădirii în încăperi special amenajate, numite centrale de climatizare, unde există posibilitatea de racordare la exterior pentru a prelua aerul proaspăt şi pentru a evacua aerul viciat.
De asemenea în centrala de climatizare trebuie să existe instalații de alimentare cu agent termic a bateriilor de încălzire sau răcire. Agentul termic va fi preparat de echipamente independente, centrală termică sau chiller şi vehiculat până la centrala de climatizare, de instalații de pompare.

Agregatele de tip ”ROOFTOP” au o construcție similară construite pentru a fi montate în aer liber şi din acest motiv au o carcasă special concepută pentru rezista timp îndelungat la intemperii.

Ele funcționează ca agregate independente, motiv pentru care au instalația frigorifică inclusă.

Având în vedere că ele sunt amplasate în aer liber, în zone expuse vântului, pentru încălzire nu se folosesc baterii cu apă, datorită riscului de îngheț. Încălzirea se va face electric, cu baterii funcționând cu gaze de ardere, sau cu pompă de căldură.

Având în vedre forma constructivă ele vor avea nevoi numai de racord electric dacă încălzirea este cu baterie electrică sau cu pompă de căldură şi racord electric şi de gaze dacă încălzirea se face cu gaze de ardere.
Ele se utilizează de cele mai multe ori în hale industriale, complexe comerciale şi mai rar în clădiri social - culturale sau civile.

Având în vedere domeniul mai larg de utilizare al agregatelor cu dimensiuni normale în lucrarea de față se va detalia, pentru uzul studenților, acest tip de agregat.

Agregatele de tratare pot fi construite:

- în linie;
- suprapuse
- sau alăturat.

Posibilitățile de asamblare ale agregatelor de tratare sunt prezentate în fig. 14.1.1.

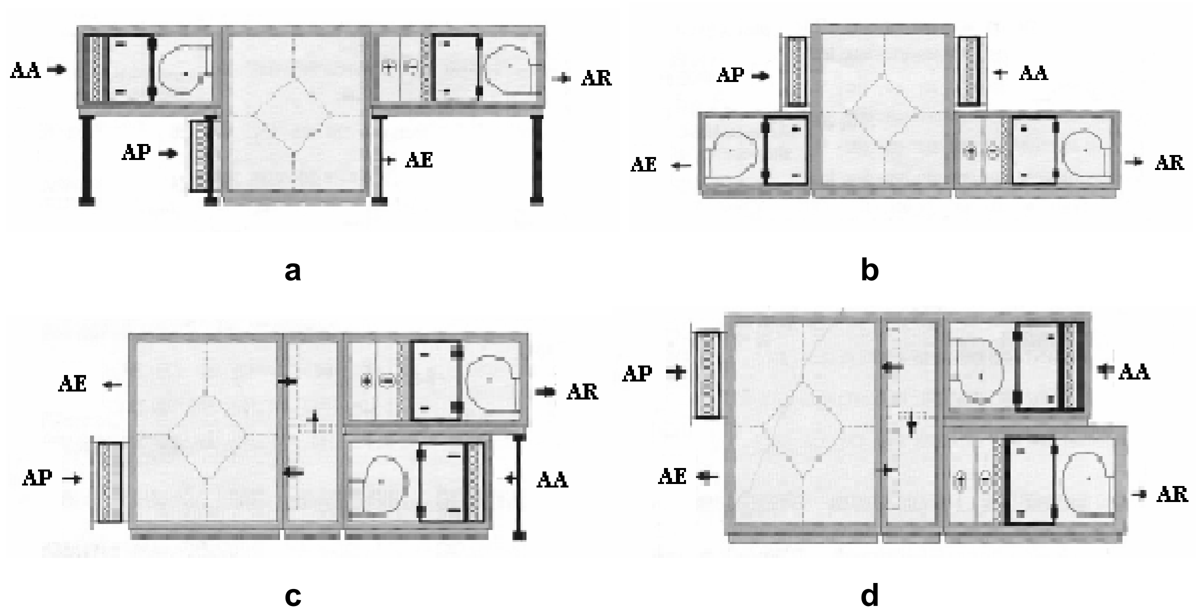


Fig. 14.1.1. Posibilitățile de asamblare a agregatelor de tratare

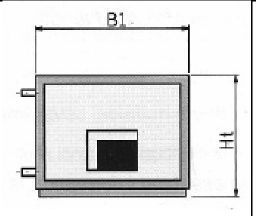
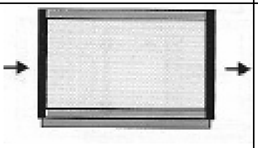
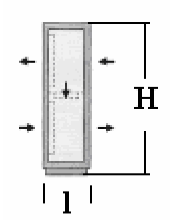
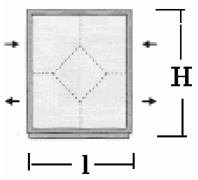
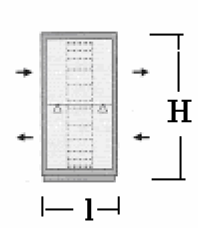
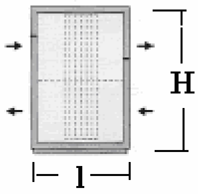
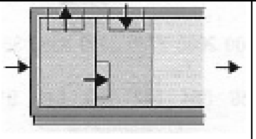
a- în linie cu ventilatoarele în partea superioară a recuperatorului de căldură; b - în linie cu ventilatoarele în partea inferioară a recuperatorului de căldură; c - suprapuse cu ventilatorul de refulare în partea superioară a agregatului; d – suprapuse cu ventilatorul de refulare în partea inferioară a agregatului.
AP –aer proapsăt; AA – aer aspirat din încăpere; AR - aer refulat; AE - aer evacuat în exterior

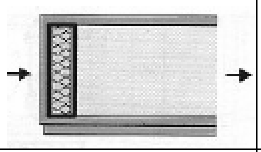
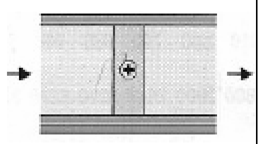
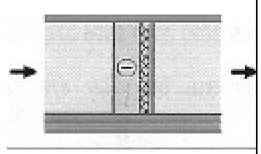
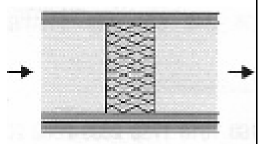
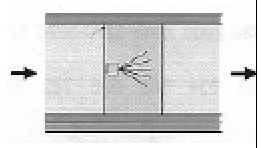
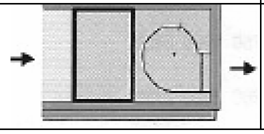
Ele au în componență: cameră de amestec; recuperator de căldură; filtru de aer; baterie de încălzire şi răcire; cameră de umidificare cu abur sau cu apă; ventilator de introducere şi evacuare.

Modulele care cuprind elementele uzuale şi dimensiunile lor, pentru agregatele CIAT, sunt prezentate în tabelul 14.1.1.

Tabelul 14.1.1

Dimensiunile modulelor agregatelor CIAT

Nr. Crt.	Forma constructivă	Destinația	Dimensiuni							
				25	50	75	100	150	200	250
1		Secțiunea transver-sală a agregatului	B_1	630	940	940	1000	1320	1635	1635
			Ht	870	870	1190	1545	1545	1545	1870
2		Lungimea elemente-lor de legătură între module	l	60	60	60	100	100	100	100
3		Cameră de amestec pentru agregate montate suprapus	l	390	610	610	650	760	980	980
			H	1340	1960	1960	2080	2720	3350	3350
4		Recupera-tor de căldură cu plăci fără By-ass	l	1050	1160	1160	1310	1750	2080	2080
			H	1260	1880	1880	2000	2640	3270	3270
5		Recupera-or de căldură rotativ	l	720	720	720	760	760	760	760
			H	1755	1755	2395	3090	3090	390	3740
6		Recupera-tor de căldură cu tuburi termice	l	720	720	720	760	760	760	760
			H	1340	1960	2080	2720	3350	3350	3350
7		Cameră de amestec pentru montate **în linie**	l	660	1100	1100	1100	1320	1760	1760

8		Filtru de aer	I	220						
9		Baterie de încălzire cu apă caldă	I	330						
10		Baterie de răcire cu separator de picături	I	440						
11		Cameră de umidificare cu apă	I E=80%	990						
			I E=90%	1210						
12		Cameră de umidificare cu abur	**I** **Δx<4g/kg**	660						
			L **Δx>4 g/kg**	990						
13		Ventilator	I	880	990	1100	1210	1650	1760	1870

Dimensiunile gurii de refulare a ventilatorului şi orificiului de aspirație aer proaspăt şi evacuare pentru aceste agregate sunt date în fig. 14.1.2. şi tabelul 14.1.2.

Alegerea preliminară a acestor agregate se face în felul următor:

- se trage o linie orizontală la debitul de aer ce trebuie tratat (12 000 m^3/h în exemplul din fig. 14.1.3.)
- se determină mărimile ce pot livra acest debit, (în exemplul din fig. 14.1.3 mărimile 100; 150; 200;2 50) şi se alege agregatul care realizează o viteză cuprinsă între 2,5 şi 3,3 m/s (mărimea 150 din exemplul din fig. 14.1.3);

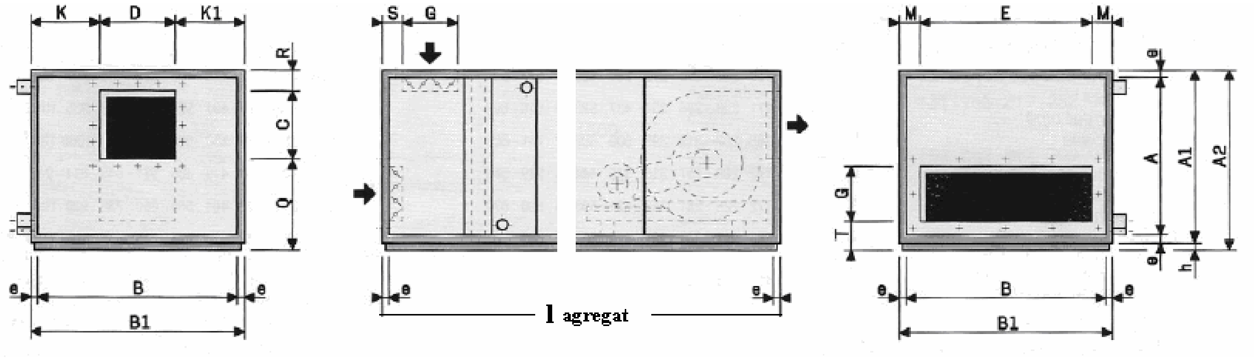


Fig. 14.1.2. Dimensiunile gurii de refulare şi orificiului de aspiraţie aer proaspăt şi evacuare

Tabelul 14.1.2

. Dimensiunile gurii de refulare şi orificiului de aspiraţie aer proaspăt şi evacuare ale agregatelor CIAT

Tip	25	50	75	100	150	200	250
A	500	810	810	810	1130	1445	1445
A1	560	870	870	910	1230	1545	1545
A2	630	940	940	1000	1320	1635	1635
B	810	810	1130	1445	1445	1445	1635
B1	870	870	1190	1545	1545	1545	1870
e	30	30	30	50	50	50	50
h	70	70	70	90	90	90	90
C	284	359	464	514	574	724	814
D	284	359	464	514	574	724	814
E	610	610	910	1260	1260	1260	1560
F	310	610	610	610	1010	1310	1310
G	160	310	310	310	410	610	610
K	293	256	363	516	486	411	528
R	98	125	115	115	219	274	214
Q	248	456	361	371	528	637	607
S	85	85	85	105	105	105	105
T	155	155	155	195	195	195	195
M	130	130	140	143	143	143	155

- se aleg lungimile modulelor pentru mărimea respectivă, din tabelul 14.1.1, pentru elementele agregatului rezultat în urma trasării procesului de tratare a aerului;
- cu ajutorul acestor lungim se determină lungimea totală a agregatului;

- se aleg dimensiunile gurii de refulare şi a orificiilor de evacuare şi de aer proaspăt, pentru mărimea respectivă, din tabelul 14.1.2;

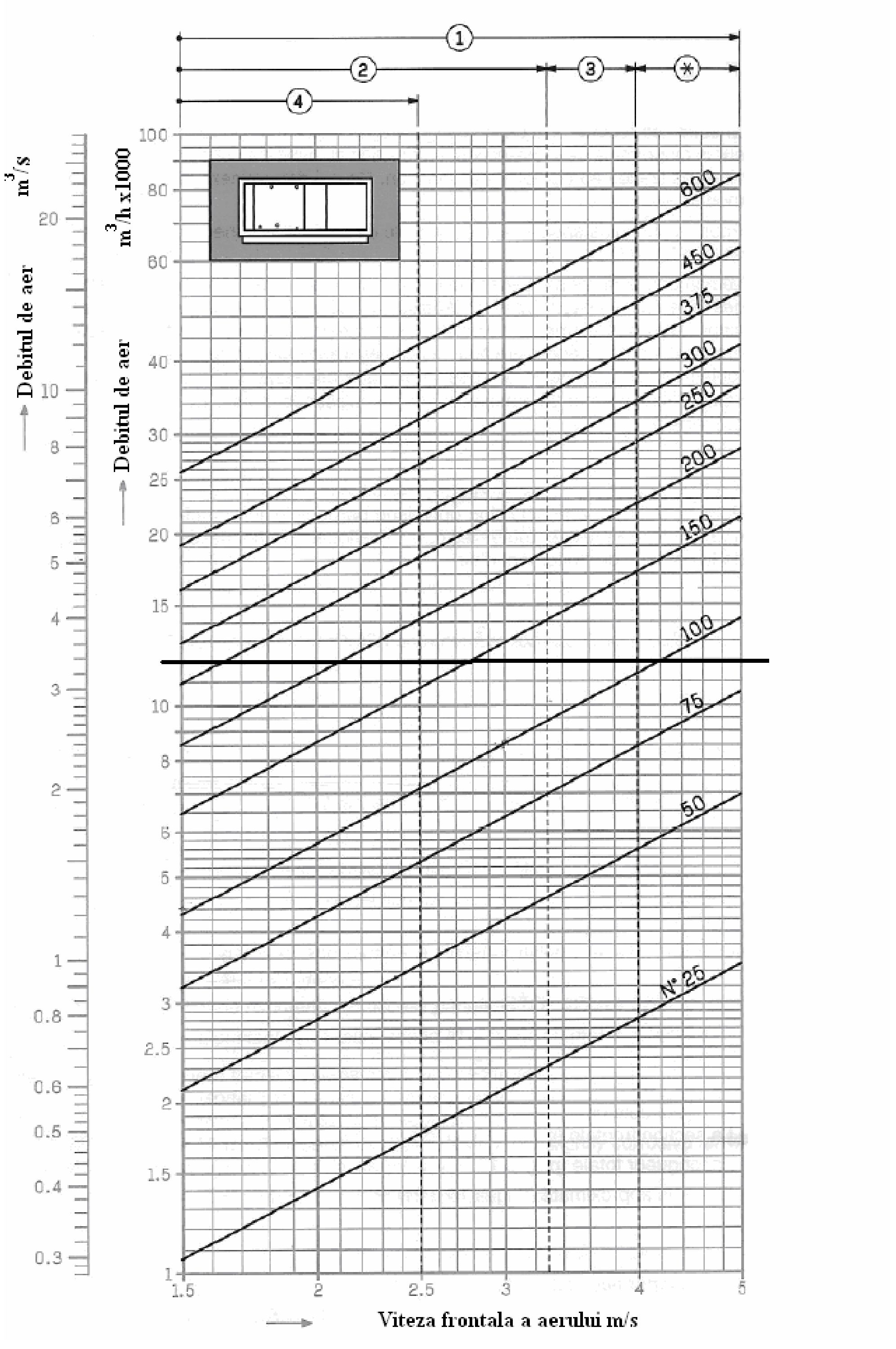


Fig. 14.1.3. Nomogramă de alegere a mărimii agregatelor CIAT

14.2 PROGRAME DE ALEGERE A AGREGATELOR DE TRATARE A AERULUI

Alegerea preliminară expusă la § 14.1. se face doar pentru a stabili necesarul de spațiu din centrala de climatizare.
Pentru a determina caracteristicile echipamentului din module trebuie să se utilizeze programele de calcul puse la dispoziție de producătorul agregatului.

Programul CLIMACIAT GI WINDOWS este realizat de către firma CIAT pentru alegerea agregatelor de tip GI a căror caracteristici au fost prezentate la § 14.1.

Pentru alegerea unui agregat trebuie cunoscute următoarele elemente stabilite conform § 13:
- procesul complex de tratare a aerului;
- parametrii punctelor de stare din proces;
- elementele componente ale agregatului;
- sarcinile bateriilor de încălzire şi răcire şi parametrii agentului termic şi frigorific.

Programul de alegere are următoarele etape:
- introducerea inițială a parametrilor;
- introducerea debitului de aer;
- alegerea unui mărimi de agregat;
- alegerea unui tip de agregat (refulare şi aspirație sau numai refulare; în linie sau suprapus)
- alegerea elementelor ce compun agregatul;
- introducerea datelor pentru fiecare element;
- alegerea elementelor opționale;
- calculul echipamentului conținut în module;
- afişarea rezultatului;
- calcul comercial (preț; discount; etc)
- tipărire şi înregistrare.
- Programul se porneşte din ˝Program files˝

- După start apare ecranul din fig. 14.2.1 care are două ferestre: una principală, în care se afişează agregatul ales şi una cu butoane, în stânga, de unde se aleg elementele agregatului.

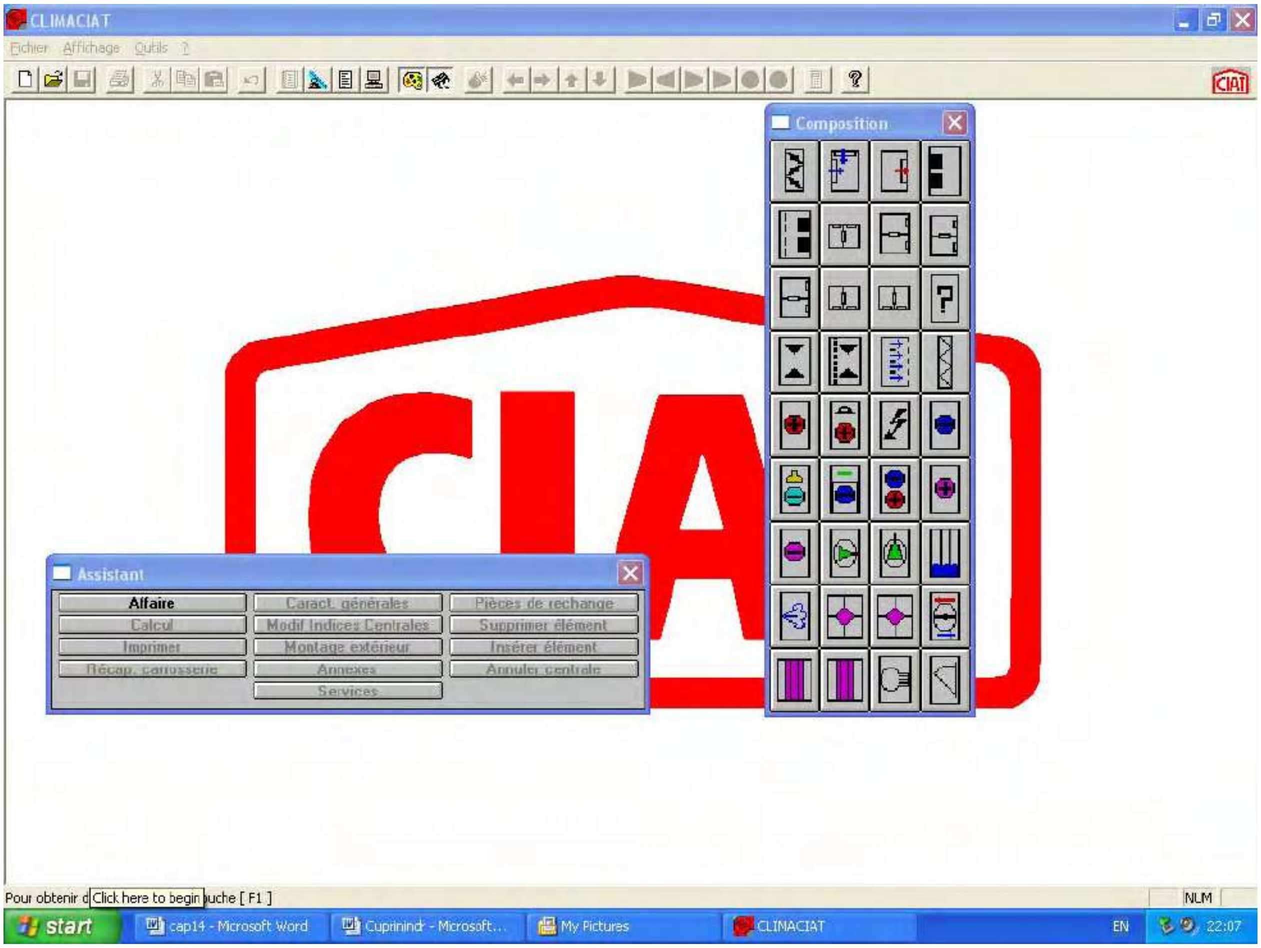


Fig. 14.2.1. Ecranul de start al programului CLIMACIAT GI WINDOWS

- prin alegerea butonului ˝affaire˝ din fereastra principală apare ecranul din fig. 14.2.2, în care sunt indicate datele generale despre proiect şi numărul încercării de alegere a agregatului (în cazul nostru Proiect BCR, numărul experiment UNIC 1).
- După validare apare ecranul prezentat în fig. 14.2.3;

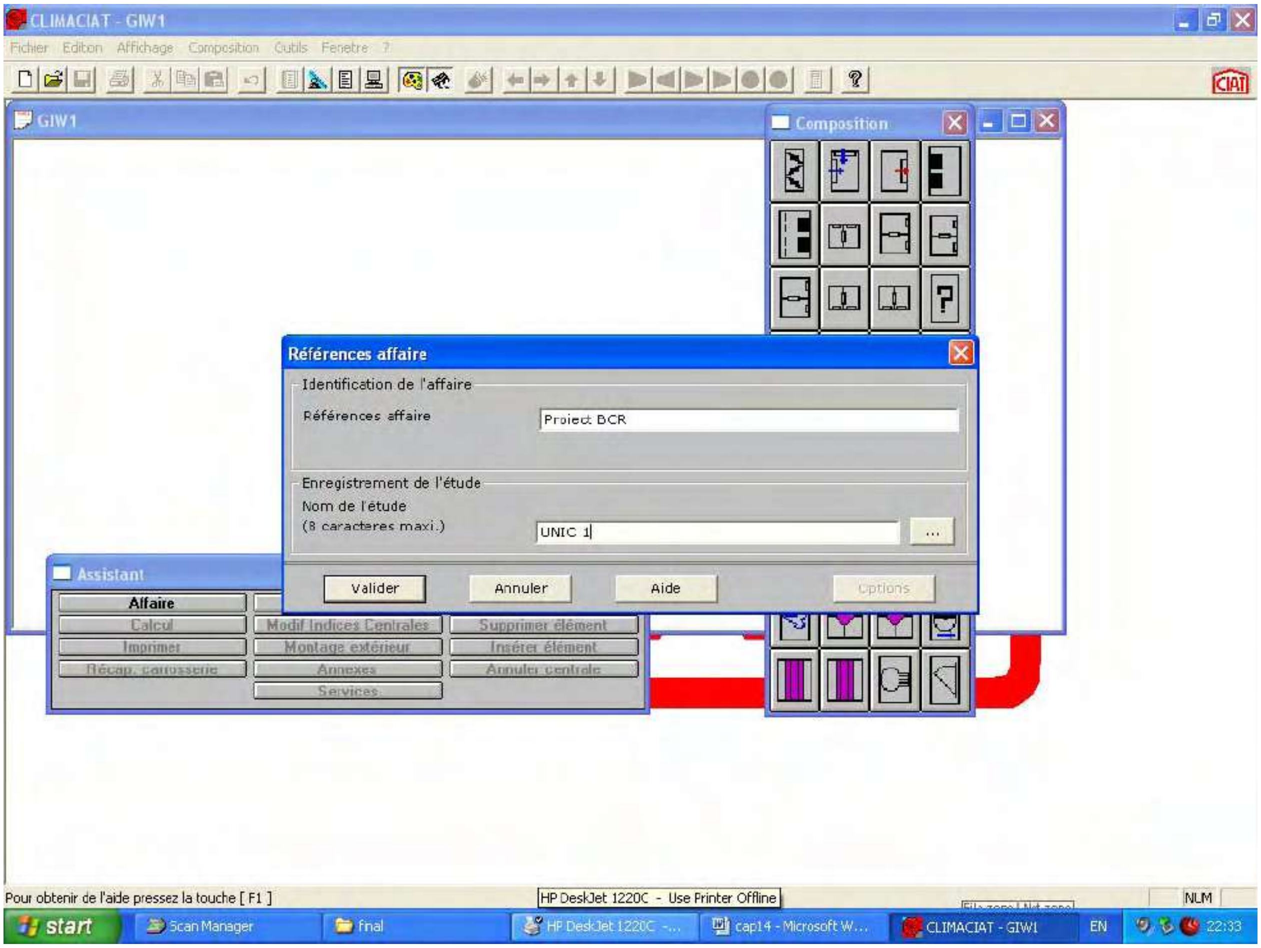


Fig. 14.2.3. Fereastra ˝Affaire˝

- Prin validarea acestui ecran apare ecranul din fig. 14.2.4. unde se indică caracteristicile agregatului: debit; temperatură şi umiditate relativă interioară; tipul agregatului, cu simplu flux (numai refulare) sau dublu flux (aspiraţie şi refulare); tipodimensiunea impusă de agregat dacă se doreşte şi eventual tipul carcasei (cu module ne asamblate sau centrală asamblată) precum şi locul unde se montează centrala (interiorul sau exteriorul clădirii). Aici se va da un număr agregatului în zona ˝poste˝ (C1);

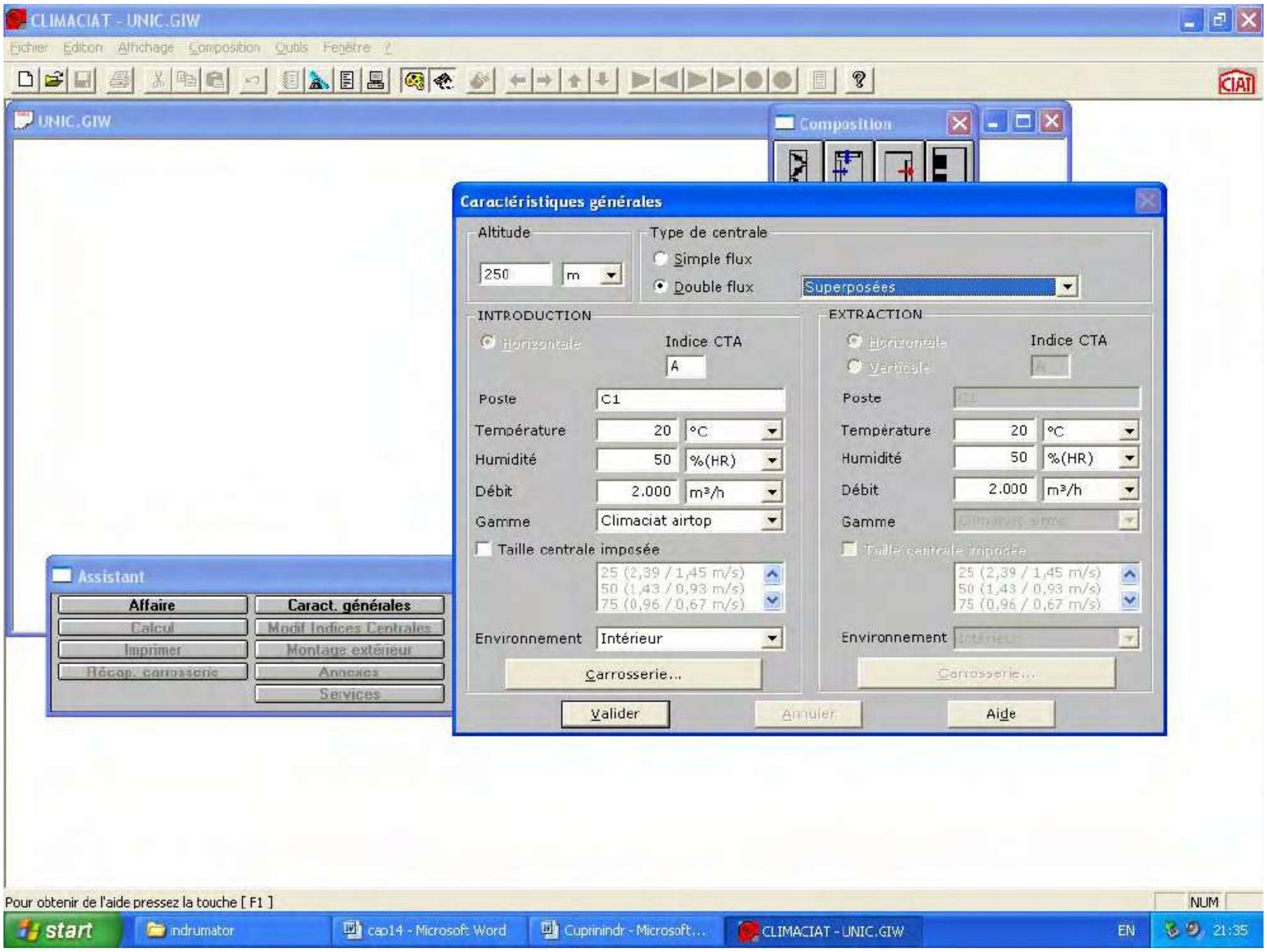


Fig. 14.2. 4. Caracteristicile generale ale agregatului

- prin validarea acestei etape apare ecranul în care proiectantul alege modulele agregatului (fig. 14.2.5) (ventilator evacuare; cameră de amestec în linie; filtru de aer; baterie de încălzire; baterie de răcire, cameră de umidificare cu abur; baterie de reîncălzire; ventilator;
- validând aceste date se trece la modul de calcul şi apar ecrane intermediare prin care se impune tipul camerei de amestec şi se indică din nou tipul carcasei (fig. 14.2.6) şi apoi apare fereastra prin care se introduc datele climatice de vară şi de iarnă precum; parametrii aerului interior vara şi iarna şi raportul între debitul de aer proaspăt şi debitul total de aer (fig. 14.2.7);

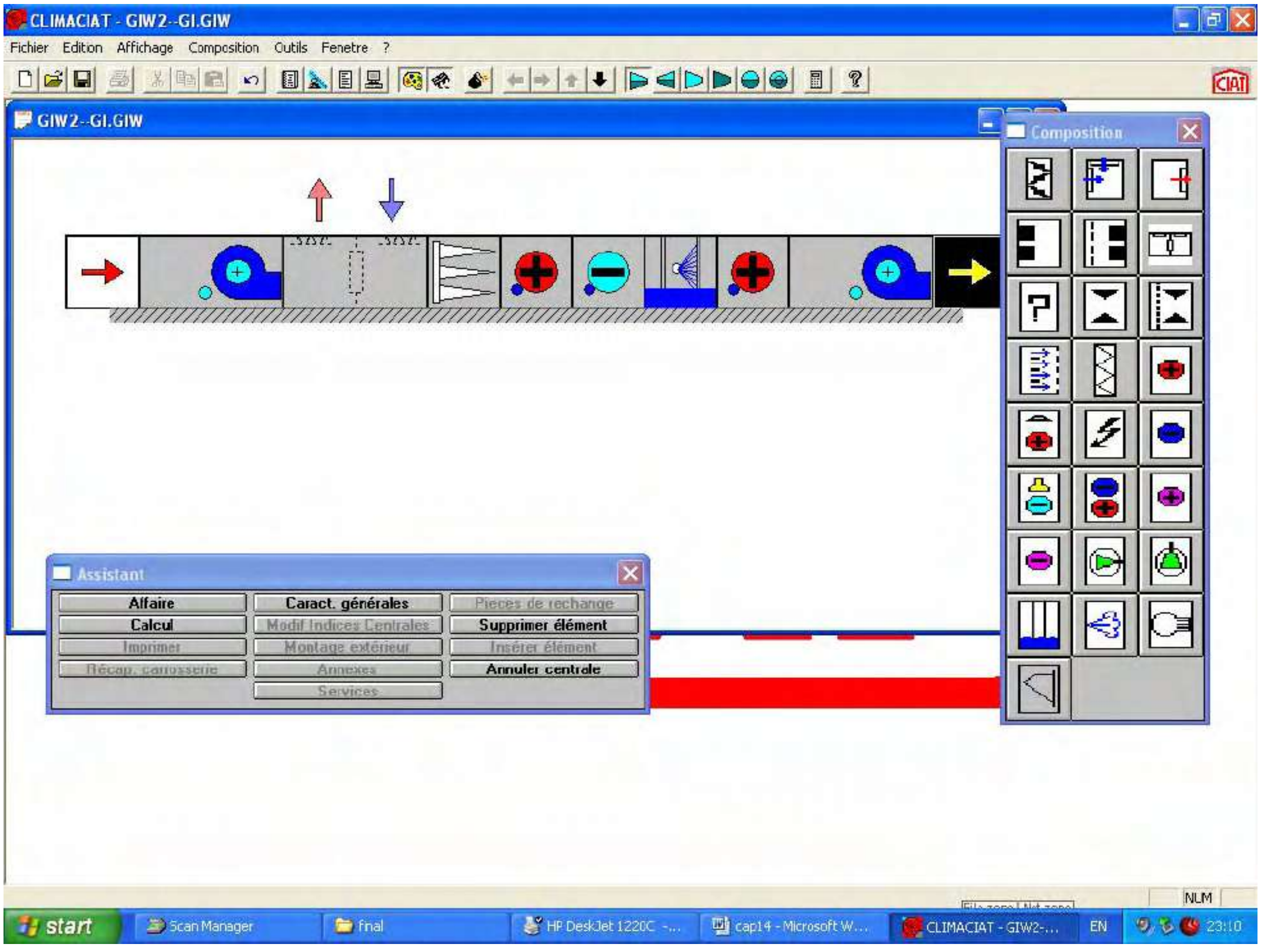


Fig. 14.2.5. Alegerea modulelor agregatului

- etapa următoare este pentru alegerea filtrelor de aer (fig. 14.2.8) şi apoi a bateriilor de încălzire când trebuie indicate caracteristicile agentului termic şi ale aerului exterior (fig. 14.2.8); a bateriei de răcire când trebuie indicate caracteristicile apei de răcire şi ale aerului exterior (fig.14.2.9); a camerei de umidificare când se impune eficiența acesteia (fig. 14.2.20); a bateriei de reîncălzire, unde trebuie indicat ca temperatura de intrare a aerului în baterie, temperatura de la aparatul precedent;

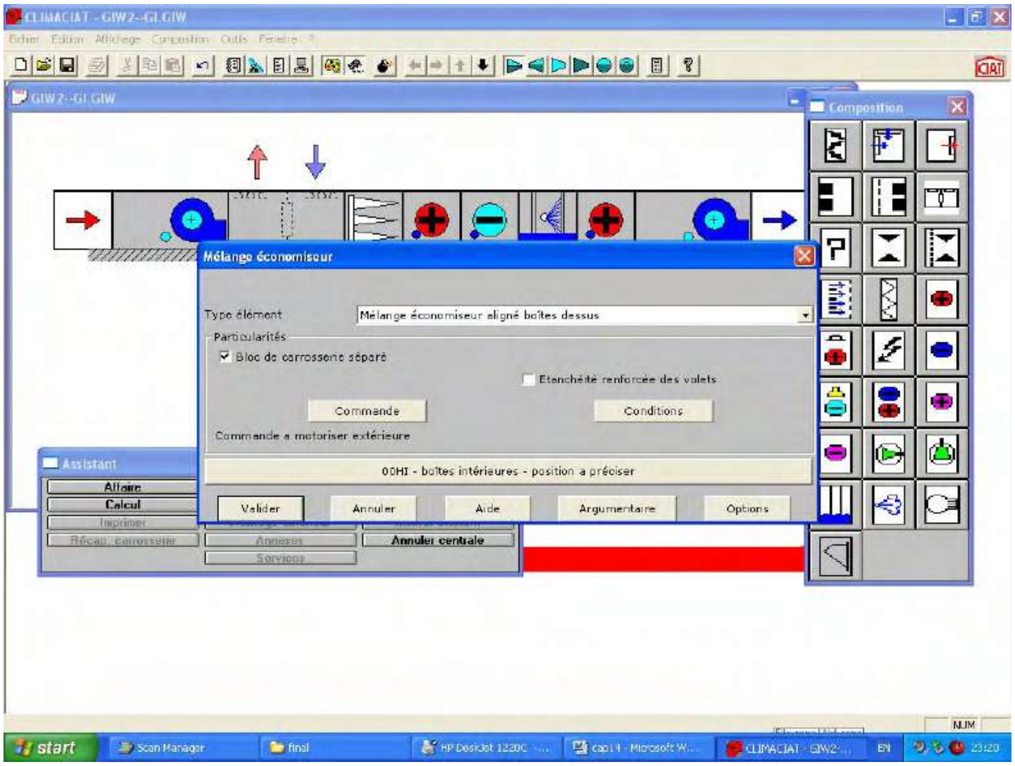


Fig. 14.2.6. Alegerea opțiunilor, tipul camerei de amestec, a carcasei etc.

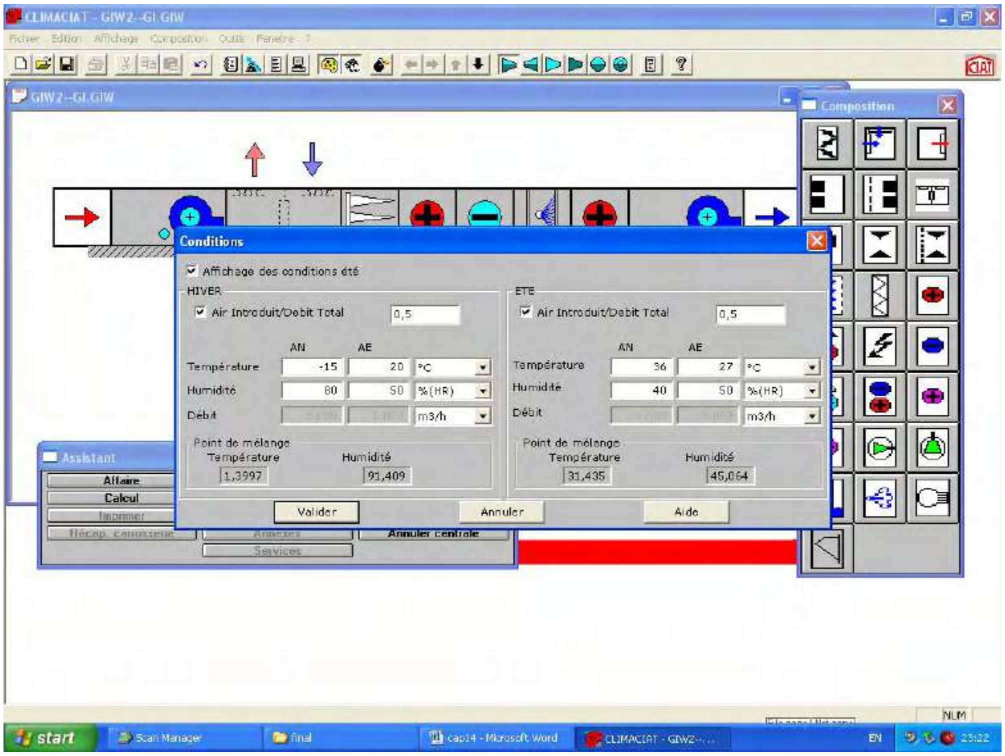


Fig. 14.7. Datele climatice şi interioare

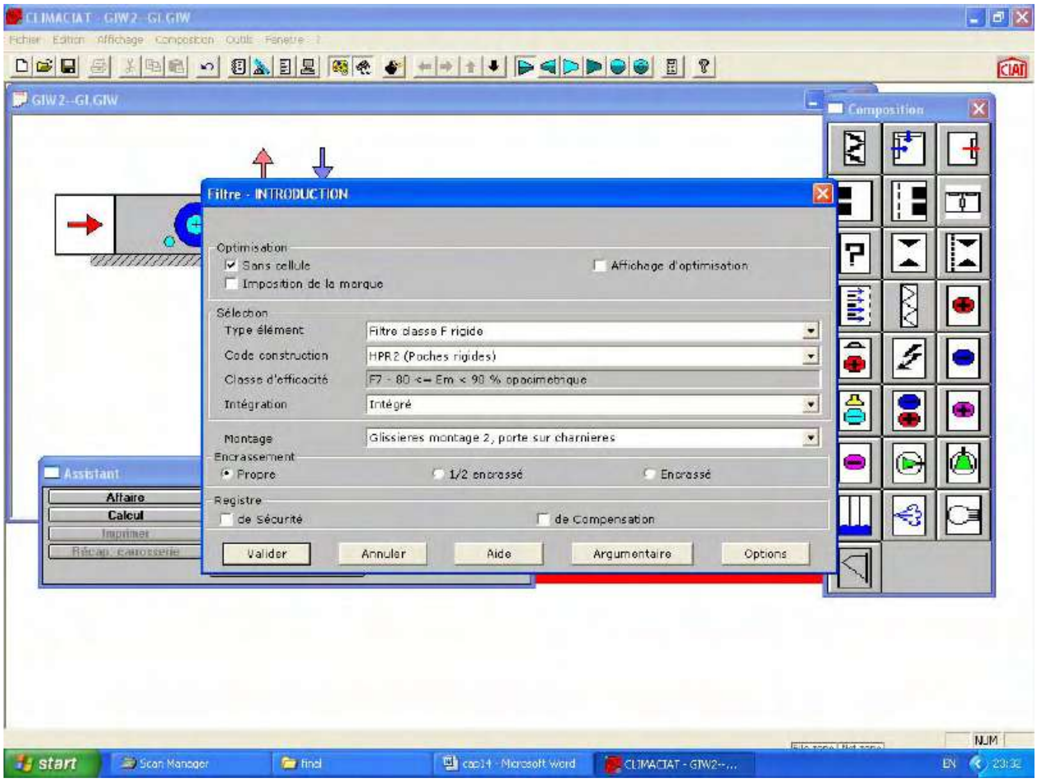


Fig. 14.2.7. Alegerea filtrelor de praf

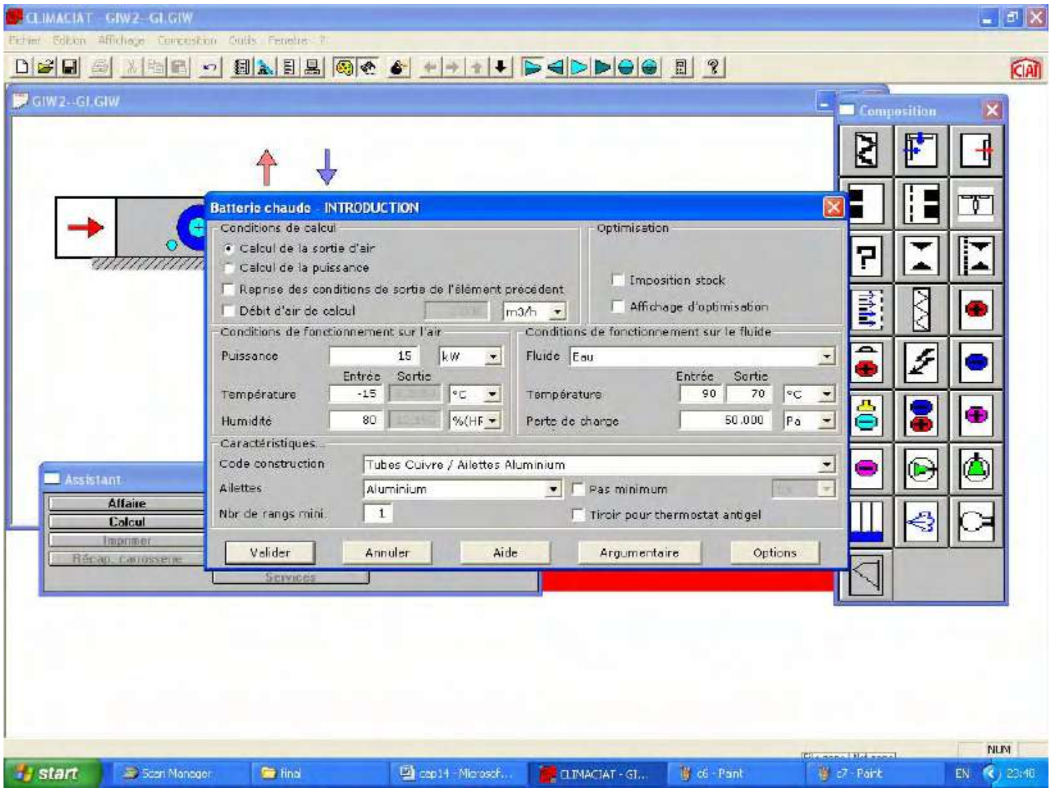


Fig. 14.2.8. Alegerea elementelor bateriei de încălzire

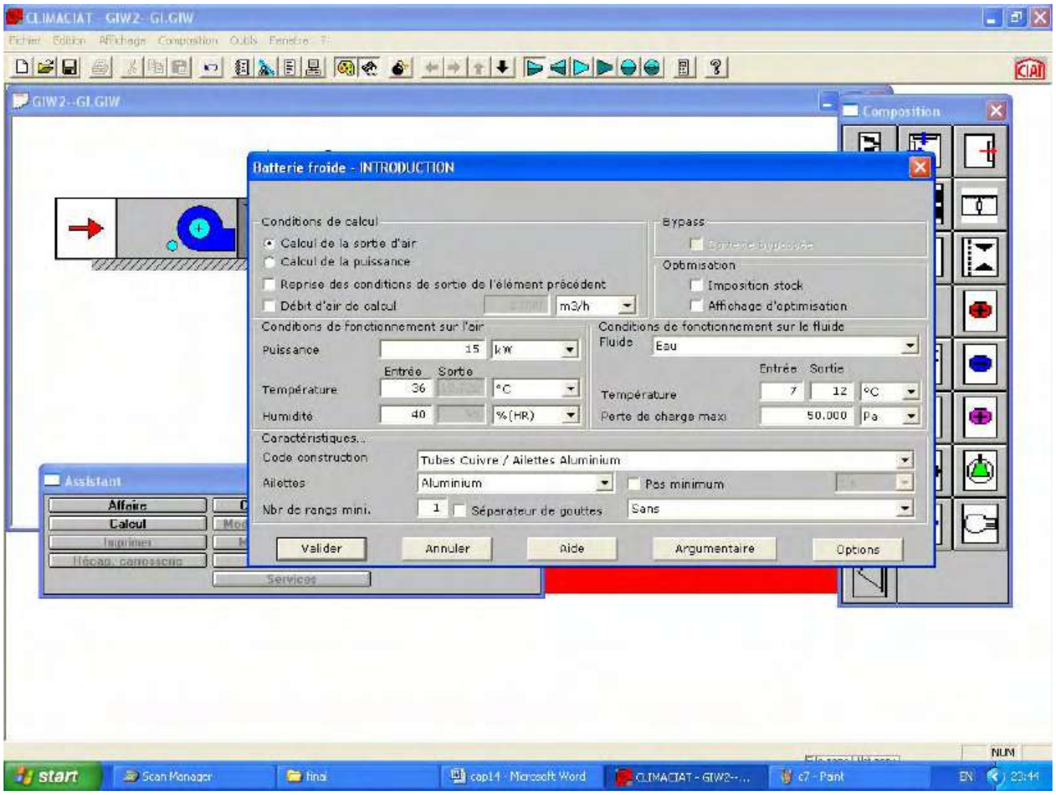


Fig. 14.2.9. Alegerea bateriei de răcire

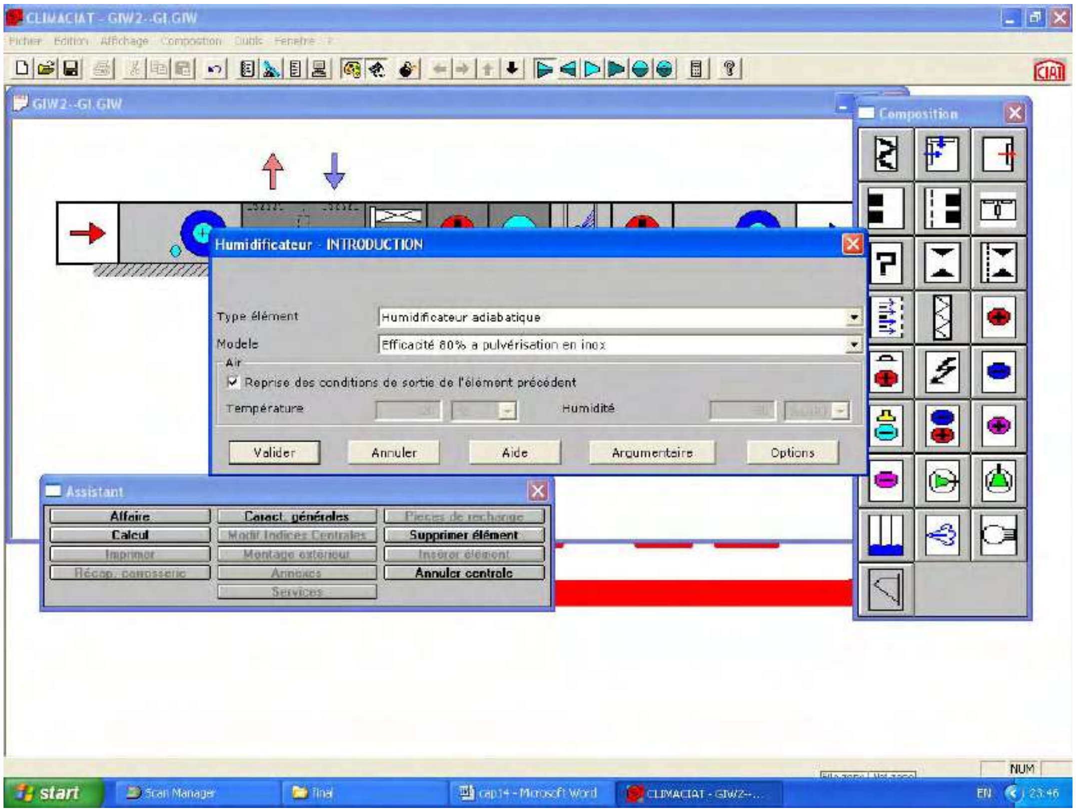


Fig. 14.2.10. Alegerea camerei de umidificare

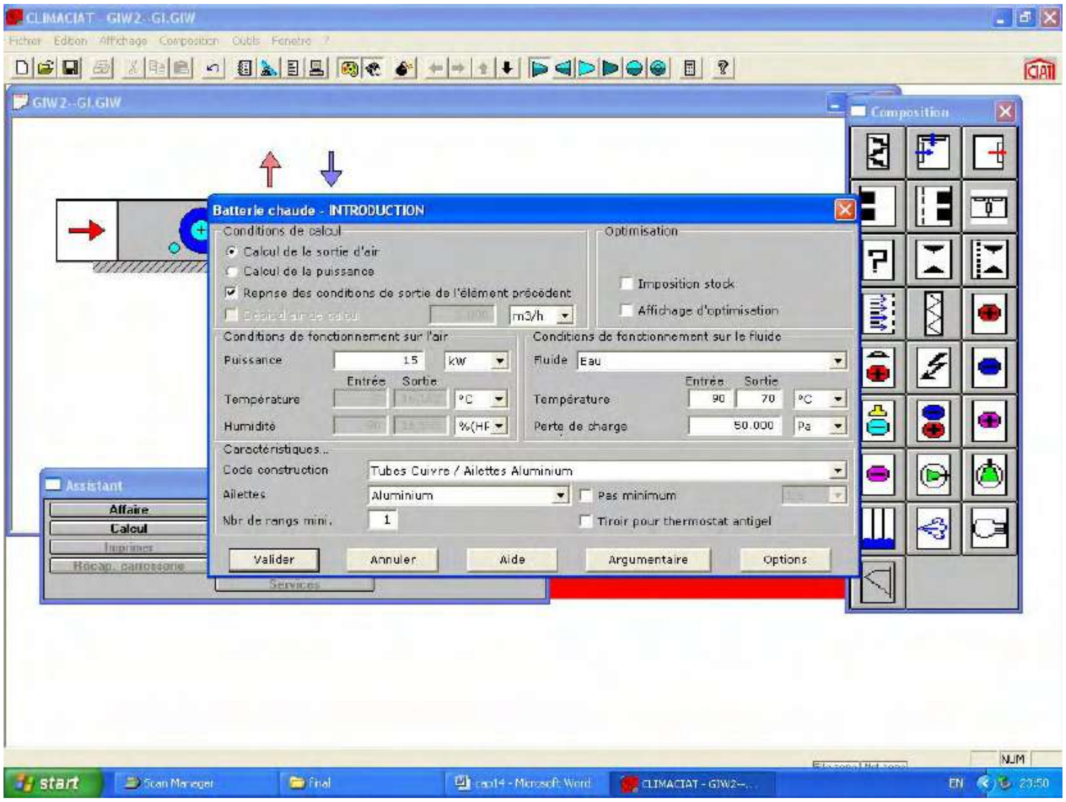


Fig. 14.2.11. Alegerea bateriei de reîncălzire

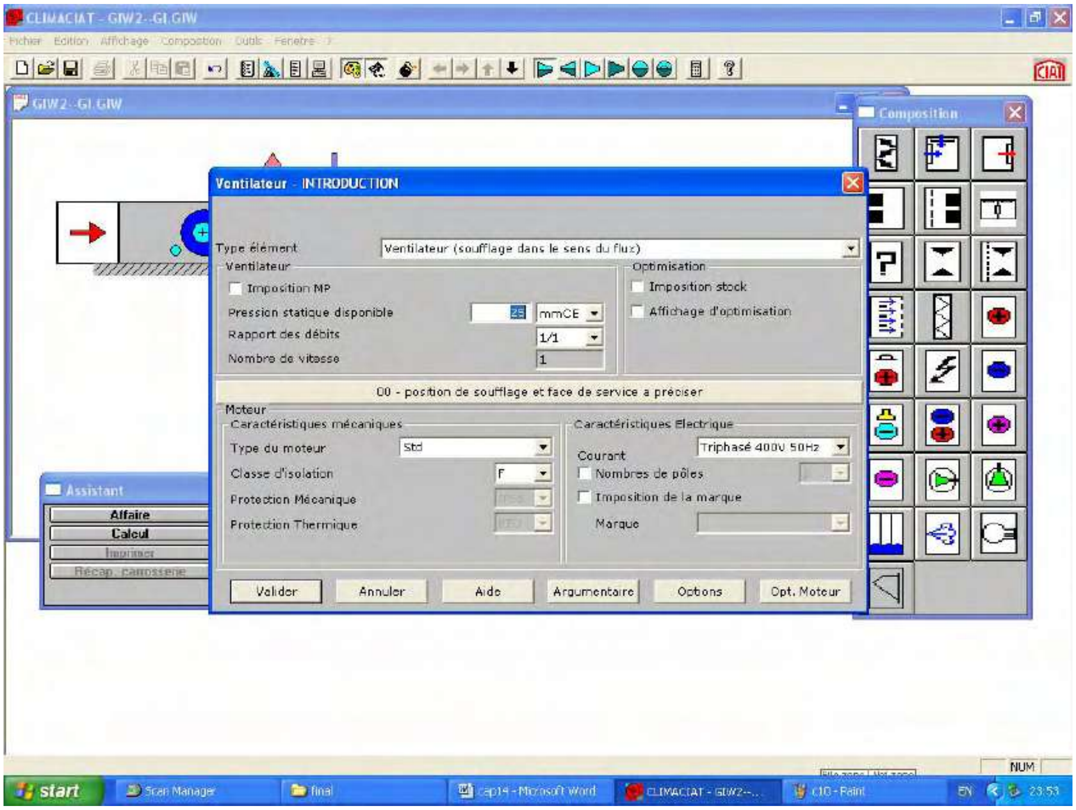


Fig. 14.2.12. Alegerea ventilatorului de refulare

- după alegerea elementelor interioare se trece la alegerea ventilatoarelor, indicând presiunea statică disponibilă a acestuia (fig. 14.2.12) şi apoi a ventilatorului de evacuare;
- dacă unele din date au fost incorect introduse programul indică greşeală şi după corectură se salvează datele şi se pot tipări rezultatele.

Rezultatele alegerii reprezintă: desenele şi dimensiunile agregatului şi descrierea detaliată cu caracteristici tehnice a tuturor elementelor componente.

Rezultatul alegerii din etapele enumerate mai sus sunt prezentate în anexa prezentei lucrări, editată în limba furnizorului de agregate de tratare (limba franceză).

15. BIBLIOGRAFIE

1. D. Enache, I. Colda, M. Zgavarogea; A. Damian; A. Vartires, A. Constantinescu - *Ghid privind calculul sarcini termice de răcire/incălzire pentru instalațiile de ventilare*, Contract U.T.C.B nr.66/2003.

2. Gh, Duță; I. Colda; P. Stoenescu; D. Enache ; M. Zgavarogea - *Manualul inginerului instalator-volumul Ventilare,*. Editura ARTECNO Bucureşti – 2002.1

3. Gh, Duță; I. Colda; P. Stoenescu; Stoican George; D. Enache ; M. Zgavarogea – *Instalații de ventilare şi climatizare. Îndrumător de proiectare*, ICB 1984.

4. P. Stoenescu; D. Enache ; M. Zgavarogea- *Ventilare industrială*, 2000, Ed. UTCB.

5. *Normativ privind proiectarea şi executarea instalațiilor de ventilare şi climatizare I5-1998*

6. STAS 6648/1-1982 *- Instalații de ventilare şi climatizare. Parametrii climatici exteriori*

7. STAS 6648/ 2-1982 *- Instalații de ventilare şi climatizare. Calculul aporturilor de căldură*

8. STAS 11573/1996 - *Instalații de ventilare şi climatizare. Ventilarea naturală organizată a clădirilor. Prescripții de calcul şi de proiectare.*

9. STAS 1907/1-1997 - *Instalații de încălzire - Necesarul de încălzire de calcul. Prescripții de proiectare.*

10. STAS 1907/2-1997 - *Instalații de încălzire. Necesarul de încălzire de calcul. Temperaturi interioare convenționale de calcul.*

11. *ASHRAE Handbook of fundamentals 1994 (ASHRAE Ghid pentru date fundamentale)*, 1994.

12. *RT 2000 – Reglementation Thermique 2000 (Reglementarea termică - 2000)*; Franța.

13. *Resolution du Conseil du 7 dec. 1998 sur l'eficacité énergétiqué dans la communauté europeene 98/C394/01 (Rezoluția Consiluilui European din 7 dec. 1198 privind eficacitatea energetică în Comunitatea Europeană 98/C 394/01)*.

14. *Directiva SAVE 93/76 EEC; Directiva Economie 93/76 EEC*.

15. *CODYBA – COmportement Dynamique des BAtiments (Comportarea dinamică a clădirilor)*. Program de calcul, INSA Lyon (Franța).

16. AICV – *Guide de calcul des charges de climatisation et de conditionnement d'air (Ghid de calcul al sarcinilor de răcire pentru instalații de ventilare şi climatizare)*, 1992.

17. www.hp.com – Site-ul oficial Hewlett Packard.

18. Program de calcul CLIMACIAT GI WINDOWS

19. Catalog DANTHERM

16. ANEXĂ

Références affaire : proiect BCR
Date émission : 19/03/2008
Page : 1 / 28

CENTRALES DE TRAITEMENT D'AIR

Les centrales devront etre en conformité a la norme Européenne NF EN 1886 existante, avec des performances certifiées par l'organisme européen EUROVENT.

Descriptif général

Elles seront constituées d'ensembles monoblocs renfermant les filtres, batteries, dispositifs d'humidification, ventilateur etc ...
Chaque élément interne sera monté en tiroir pour faciliter l'accessibilité des composants et donc leur maintenance.
Pour éviter l'arrachement des joints, l'acces aux éléments a entretenir se fera par de larges portes sur charnieres a axes déportés avec fermeture a serrage progressif.
Seuls les préfiltres pouront etre équipés d'une porte a effacement, avec fermetures du meme type.
Pour garantir une classe d'étanchéité suffisante, les ouvrants doivent comporter des joints a doubles levres élastomere imputréssibles a écrasement. Les centrales seront conformes aux tests d'étanchéité suivant NF EN 1886, Classe B.
Pour éviter les oxydations engendrées entre tôleries et support de montage, les centrales possederont un châssis périmetrique garantissant une ventilation efficace entre le panneautage inférieur des caissons et le support. Ce châssis servira également de prise pour la manutention par crochets et sangles.
Les traversées des parois (passe fils, prise de pression, tuyauterie...), sources d'introduction d'air parasite non filtré et de pénétration d'humidité dans la double paroi seront équipées d'origine par le constructeur. Aucune traversée de parois ne devra etre effectuée sur chantier.

Enveloppes - Carrosseries

La carrosserie sera constituée d'un châssis en aluminium extrudé a coins renforcés rapportés. La résistance mécanique de l'enveloppe sera conforme a la norme NF EN 1886 - Classe 1-2 - 2A suivant spécification particuliere.
Les panneaux de type \"double paroi\" avec isolation laine minérale contrainte seront en tôle galvanisée et laquée protégés pour les parois extérieures, assurant une classe de transmission T4 suivant la norme EN 1886.
Le soumissionnaire précisera la tenue du revetement peinture par rapport a l'échelle RE (Résistance Enrouillement) et le cliché de référence.
Pour limiter tout phénomene de condensation, les ponts thermiques seront traités afin d'atteindre une classe depontage thermique TB4 suivant la norme EN 1886.

Elements internes

* Caisson de mélange - Registres (antigel, de sécurité, de compensation)

Les registres seront d'une classe d'étanchéité conforme a la Norme DIN 1946 ou EUROVENT.
Leur fabrication s'effectuera a partir d'acier galvanisé ou aluminium avec cadre en tôle pliée. Les paliers seront réalisés en nylon ou en téflon. Les volets constitués de lames profilées devront etre rigides et exempts de toutes vibrations. Ils comporteront une garniture d'étanchéité (élastomere) sur les bords de lames, ainsi qu'un dispositif d'étanchéité d'extremité.L'entraînement sera contrarotatif a engrenage ou tringlerie sans jeu.
Chaque registre a commande manuelle possédera un secteur avec écrou a oreilles de blocage et repere permettant de visualiser la position.

Filtres a air

Pour faciliter leur interchangeabilité, les filtres seront aux cotes internationales (24\"x24\" et 12\"x24\") et, pour garantir leurs performances, les éléments filtrants seront montés sur glissieres comprimables a serrage parallele, ou dans des cadres a compression. Ils seront munisde prise de pression montées en usine pour contrôle d'encrassement.
L'étanchéîté des montages de filtres devra etre classe F9suivant la norme EN 1886.
1) Pré-filtration :
* Filtre plan
En tricot métallique,en acier galvanisé ou inox serti dans un cadre d'acier galvanisé de 25 mm d'efficacité G1 (65% selon le test GRAVIMETRIQUE)
* Filtre plissé
Média synthétique serti dans un cadre métallique en acier galvanisé de 50 mm, d'efficacité G4 (90 % selon le test GRAVIMETRIQUE) - tenue au feu M1
2) Filtre haute efficacité
Les filtres seront de construction soit plissée, soit a poches courtes, soit a poches longues (diedre profond plissé) selon leur utilisation et d'une efficacité OPACIMETRIQUE conforme a la spécification technique.
La perte de charge maximale sera conforme a la norme NF EN 1886.
Le démontage des cellules se fera en acces latéral ou frontal sans outillage spécial.
Le type des filtres sera identique pour tous les caissons de traitement d'air de meme destination.
3) Filtre tres haute efficacité(Voir spécification particuliere)

*** Batteries d'échange**

Un acces latéral par panneau démontable sera prévu pour le montage ou la maintenance du tiroir anti-gel sur les batteries de chauffage et pour l'entretien des séparateurs de gouttes sur les batteries de réfrigération.
1)Conception
Le fournisseur garantira la puissance calorifique ou frigorifique avec les conditions exactes de l'air a l'entrée et a la sortie.
Un traitement anti-corrosion éventuel approuvé par le Bureau d'Etudes sera effectué sur les batteries selon le repérage indiqué dans les spécifications techniques.
Les collecteurs placés a l'intérieur du caisson sont réalisés :
-> En tubes cuivre avec mamelons jusqu'au diametre 60,3(2\")
-> En tubes acier avec mamelons jusqu'au diametre 88,9(3\")
-> En tubes lisses pour les diametres supérieurs.
2) Batterie de chauffage
* Eau chaude
Elles seront prévues en tube cuivre ailettes aluminium pour des températures de fluide primaire

inférieur a 120°C et en tube acier ailettes aluminium pour un fluide primaire jusqu'a 200°C.
* Fluide frigorigene
Celles de condensation de fluide frigorigene (sauf NH3) seront prévues en tube cuivre qualité frigorifique et ailettes aluminium.
Les tubulures d'alimentation seront en cuivre a bouts lisses et soigneusement protégées contre toute pénétration d'humidité.
Pour supprimer toute trace d'humidité les batteries seront étuvées 3 h a 140°C avec vérification du point de rosée a -18°C (Certificat a fournir).
3) Batterie froide
* Eau froide
Elles devront etre prévues pour que la déshumidification s'effectue sans entraînement de gouttelettes, pour cela un éliminateur de gouttelettes facilement démontable seraobligatoirement installé des que la vitesse frontale dépassera 2,5 m/s.Le montage ultérieur sans transfromation d'un séparateur sera toujours prévu.
* Fluide frigorigene
De conception identique aux batteries froides, ces batteries en tube cuivre de qualité frigorifique (sauf NH3) seront équipées par le fabricant d'un détendeur et d'une électro-vanne par circuit frigorifique.
Les orifices seront bouchonnés.
Pour supprimer toute trace d'humidité les batteries seront étuvées 3 h a 140°C avec vérification du point de rosée a -18°C (Certificat a fournir).
Pour éviter tout risque de prolifération bactérienne (maladie du légionnaire), les bacs placés sous les batteries froides, devront posséder un fond incliné, permettant l'écoulement permanent et total des condensats a travers un siphon (dont la garde d'eau sera calculée en fonction de la position de l'écoulement, par rapport au ventilateur et la hauteur manométrique de celui-ci).
La partie haute du siphon sera munie d'un orifice bouchonné afin de permettre d'une part, l'amorçage du dispositif, d'autre part, l'introduction de produit désinfectant.

*** Ventilateurs centrifuges**

L'installateur communiquera a la soumission, les niveaux sonores globaux ainsi que les spectres acoustiques de puissance et de pression.
Les ventilateurs seront du type double ouie, le choix de la turbine sera défini suivant les pressions nécessaires et les types d'installations. Au dessus de 1200 Pa de pression totale seules les turbines a réaction seront employées.
Chaque roue devra etre équilibrée statiquement et dynamiquement a toutes les vitesses de fonctionnement sur équilibreuse électronique. Les résultats seront transmis au maître d'oeuvre (Certificat d'équilibrage).
Les ventilateurs comprendront :
* une enveloppe en tôle d'acier renforcée de maniere a éviter toutes vibrations
* une turbine avec pavillon d'aspiration, métallique ou en composite
* un entraînement mécanique avec arbre et paliers a billes calculés suivant la charge
* un châssis en profilé
* les courroies seront en nombre suffisant et pour un meme accouplement elles devront toutes avoir la meme tension.

Les ensembles moto-ventilateurs doivent etre fixés sur un châssis indépendant, découplés de l'ensemble du caisson de traitement d'air au moyen, d'une part, de plots a ressort et d'autre part par une manchette souple de classe M0 ajustée pour obtenir son déploiement régulier en fonctionnement, sans exces de longueur provoquant des battements lors du refoulement de l'air.

*** Humidificateur adiabatique a ruissellement**

Efficacité 60 ou 85 %
L'humidificateur sera constitué :
-> d'un module contenant le média de ruisselement en matériaux composite imprégnés (tenu au feu M0) maintenu dans un cadre en tôle acier inoxydable (facilement démontable pour les opérations d'entretien)
-> d'un réservoir d'eau pour alimentation gravitaire du média
-> d'un systeme de distribution d'eau modulaire,avec pompe de recyclage.

*** Humidificateur a production de vapeur**

-> ébulition par électrodes immergées
-> carte de contrôle a microprocesseur
-> tete de diffusion
-> régulation

*** Récupérateur a plaques**

Efficacité suivant spécification technique
-> Les plaques seront en aluminium.
-> Le récupérateur devra pouvoir fonctionner dans les conditions de pressions différentielles de l'installation avec un taux de fuite entre les deux réseaux d'air inférieur a 1 %
-> Le caisson sera équipé d'un bac de récupération des condensats côté air extrait, avec tubulure d'évacuation.
-> Le by-pass d'air sera équipé d'un registre sur le récupérateur a plaques et d'un registre sur la voie de by-pass. Ces deux volets fonctionneront en opposition.
(Lorsque le by-pass fait partie de la fourniture, le constructeur devra tenir compte de la contraction de la veine d'air by-passée. Un montage compact sera refusé).
- Un acces latéral par panneaux démontables sera prévu en amont et an aval du circuit d'air.

*** Récupérateur a caloducs(type gravitaire)**

Efficacité suivant spécification technique
- Un acces latéral par panneaux démontables sera prévu en amont et en aval du récupérateur.
- L'échageur sera constitué de plusieurs rangées de tubes cuivre et ailettes aluminium, monté dans un caisson avec cloisons intermédiaires séparant les zones Introduction et Extraction.

*** Récupérateur rotatif**
Efficacité suivant spécification technique
- Le média d'échange sera en aluminium ondulé.
- L'étanchéité entre la roue et la carrosserie sera réalisée par des joints balais médian et périphériques en nylon.
- Le caisson sera équipé de panneaux de visite latéraux.
- Le moto-réducteur sera a vitesse constante ou a vitesse variable (0 a 10 tr/mn)(voir spécification technique).

*** Récupérateur avec circuit d'eau glycolée**
Efficacité suivant spécification technique
Composé :
- d'une batterie de récupération de chaleur sur l'air extrait

- d'une batterie de restitution sur l'air neuf introduit
Construction : a l'identique des batteries de réfrigération a eau glacée (pour extraction) ou des batteries de chauffage a eau chaude (pour l'introduction).

*** Piege a son**

-La carrosserie sera en double paroi avec isolation a l'identique de la carrosserie de la centrale.
- Les baffles seront constituées par de la laine minérale de classe M0,de différentes densités.
Les faces seront revetues d'une toile anti érosion.Les faces latérales du caisson seront traitées par des 1/2 baffles pour assurer l'éfficacité acoustique.

*** Code de construction**

Le matériel devra etre en concordance avec :
* Les NORMES Françaises : NF
* NORMES Européennes : IEC
et etre conforme CE

*** Garanties**

Le fabricant devra garantir et fournir les documents établissant :
* La conformité du matériel avec les spécifications jointes ainsi qu'aux NORMES et CODES DE CONTRUCTION.
* Les performances du matériel, en particulier :
- puissance en chaud et en froid
- débit d'air
- pression disponible
- efficacité des filtres
- courbes des ventilateurs

*** Inspection et test**

Une inspection et un test seront prévus en usine par le maître d'oeuvre avant l'expédition du matériel

*** Documents a joindre a la soumission**

* Spécifications techniques selon annexe jointe
* Spectre acoustique de niveau de puissance et de pression
-> A l'aspiration de la centrale
-> Au refoulement de la centrale
-> Rayonné par la centrale
* La tenue du revetement peinture par rapport a l'échelle RE

c3 : 1 Centrale de Traitement d'Air

Marque : CIAT ou équivalent
Débit : INTRODUCTION 2.000 m3/h / EXTRACTION : 2.000 m3/h (Vitesse frontale : 0.85 / 0.85 m/s)

Montage : Alignées / Intérieur
Isolation standard laine minérale : 25 mm
Altitude : 250 m Température de référence : 20 °C

Centrale démontable

EXTRACTION : Position 00
1 Ventilateur type BP (aubes a action)
Débit d'air : 2.000 m3/h 0,55556 m3/s
Pression disponible pour gaine : 15 mmCE 147 Pa
Moteur
Tension : Triphasé 230/400V 50Hz
Châssis antivibratile sur plots ressorts et manchette souple intérieure
Presse étoupe pour alimentation électrique du moteur

Portes sur charnieres avec fermeture a clef mâle pour vis 6 pans creux

1 Mélange économiseur horizontal
Boîtes a volets étanches intérieures
Volets en opposition avec joints en bouts de lames
Entraînement par roues dentées
Air neuf : 1.000 m3/h / -15 °C / 80 %(HR)
Air recyclé : 1.000 m3/h / 20 °C / 50 %(HR)
Point de mélange
T° sortie air / Humidité : 1,4 °C / 91,4 %(HR)
Air neuf : 1.000 m3/h / 36 °C / 40 %(HR)
Air recyclé : 1.000 m3/h / 27 °C / 50 %(HR)
T° sortie air / Humidité : 1,4 °C / 91,4 %(HR)
Affichage des conditions été
T° sortie air / Humidité : 31,4 °C / 45,1 %(HR)

SPECTRE DE PUISSANCE ACOUSTIQUE								
	Fréquences (Hz) / Niveaux par octave (dB Lin)							**Global**
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**dB (A)**
Rayonnée	54	56	35	27	<25	<25	<25	40
Aspiration gainée	66	65	62	60	59	57	53	64
Refoulement gainé	66	65	62	60	59	57	53	64

Tolérance sur le spectre global : +/-3 dB *Tolérance sur le spectre par octave : +/-5 dB*

INTRODUCTION
Sens de l'air de bas vers le haut

1 Section de filtration
Avec prises de pression

Batterie de chauffage
Puissance calorifique : 15 kW
Fluide chauffant : Eau

T° entrée / T° sortie	: 90 °C / 70 °C	
T° entrée air / Humidité	: -15 °C / 80 %(HR)	

Montage en tiroir sur glissieres
Panneau amovible pour pose d'un thermostat antigel

Batterie de réfrigération

Puissance frigorifique	:	15 kW
Fluide réfrigérant	:	Eau
T° entrée / T° sortie	:	7 °C / 12 °C
T° entrée air / Humidité	:	36 °C / 40 %(HR)
Perte de charge sur fluide	:	14.240 Pa

Montage en tiroir sur glissieres
Panneau amovible d'acces au séparateur de gouttes et bac de condensats

Bac de récupération des condensats en acier galva

1 Humidificateur a pulvérisation HC

Efficacité	:	80,00 %
T° entrée air / Humidité	:	19,5 °C / 88,1 %(HR)

Batterie de chauffage

Puissance calorifique	:	15 kW
Fluide chauffant	:	Eau
T° entrée / T° sortie	:	90 °C / 70 °C
T° entrée air / Humidité	:	18,5 °C / 96,7 %(HR)

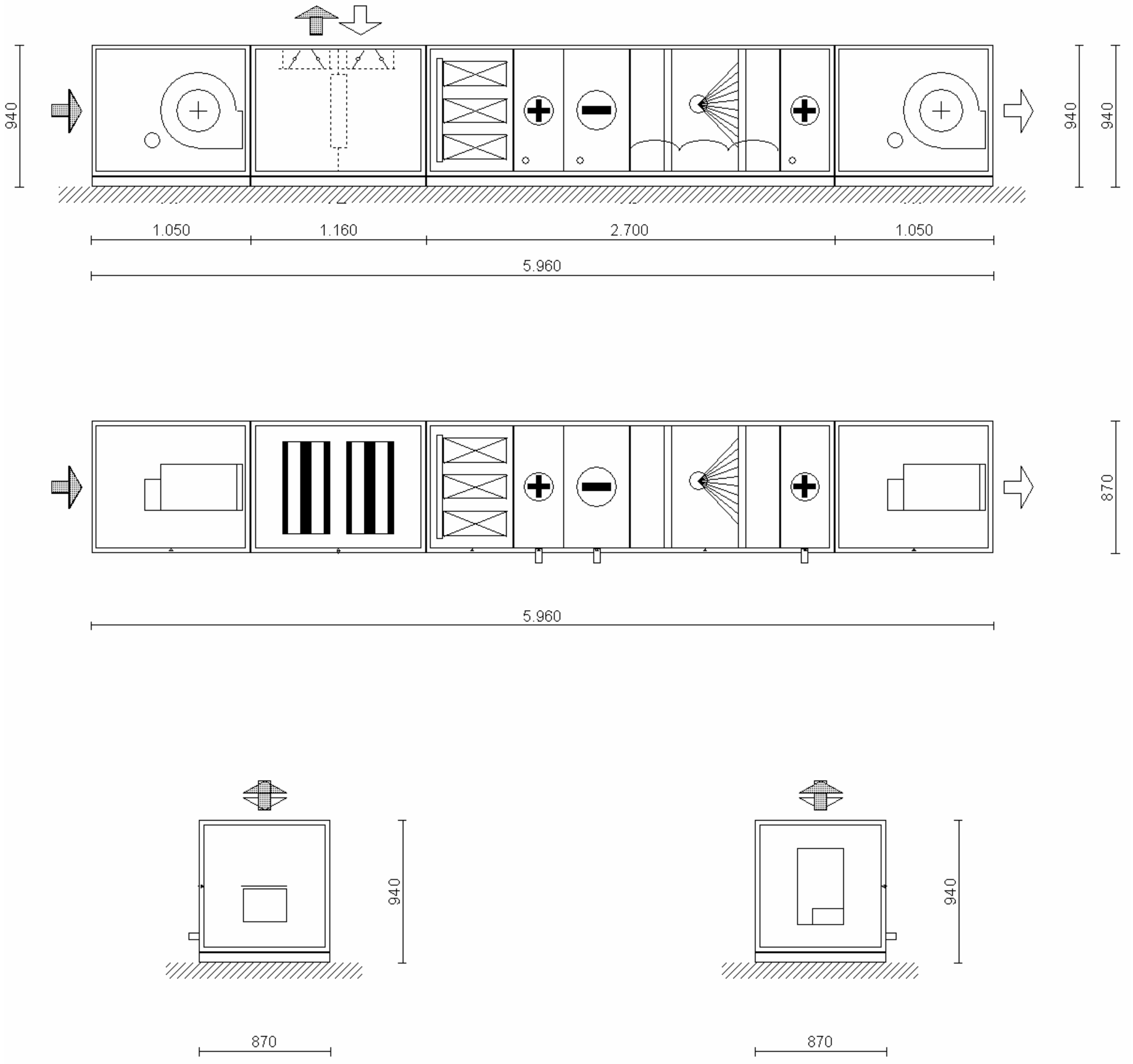
Montage en tiroir sur glissieres
Panneau amovible pour pose d'un thermostat antigel

1 Ventilateur type BP (aubes a action)

Débit d'air	:	2.000 m3/h	0,55556 m3/s
Pression disponible pour gaine	:	25 mmCE	245 Pa

Moteur
Tension : Triphasé 230/400V 50Hz
Châssis antivibratile sur plots ressorts et manchette souple intérieure
Presse étoupe pour alimentation électrique du moteur

c3 : 1 Centrale de Traitement d'Air



CARACTERISTIQUES DIMENSIONNELLES ET POIDS		
Longueur : 5.960 mm	Largeur : 870 mm	Hauteur : 940 mm
Poids 891 kg (+/-10%)		

Portes sur charnieres avec fermeture a clef mâle pour vis 6 pans creux

Sens de l'air de gauche a droite

SPECTRE DE PUISSANCE ACOUSTIQUE								
	Fréquences (Hz) / Niveaux par octave (dB Lin)							**Global**
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**dB (A)**
Rayonnée	60	62	41	33	<25	26	<25	46
Aspiration gainée	65	65	62	59	52	41	<25	59
Refoulement gainé	72	71	68	66	65	63	59	70

Tolérance sur le spectre global : +/-3 dB *Tolérance sur le spectre par octave : +/-5 dB*

16. BIBLIOGRAFIE

1. D. Enache, I. Colda, M. Zgavarogea; A. Damian; A. Vartires, A. Constantinescu - Documentare privind calculul sarcineie termice de răcire/incălzire pentru instalațiile de ventilare

2. Gh, Duță; I. Colda; P. Stoenescu; D. Enache ; M. Zgavarogea - Manualul inginerului instalator . Editura ARTECNO Bucureşti – 2002.1

3 - Gh, Duță; I. Colda; P. Stoenescu; Stoican George; D. Enache ; M. Zgavarogea, – Instalații de ventilare şi climatizare. Îndrumător de proiectare ICB 1984

4 - P. Stoenescu; D. Enache ; M. Zgavarogea- Ventilare industrială

5 - Normativ privind proiectarea şi executarea instalațiilor de ventilare şi climatizare I5-1998

6 - STAS 6648/1, 1982 - Instalații de ventilare şi climatizare. Parametrii climatici exteriori

7 - STAS 6648/ 2 - 1982 -Instalații de ventilare şi climatizare. Calculul aporturilor de căldură

8 - STAS 11573/ - 1996 - Instalații de ventilare şi climatizare. Ventilarea naturală organizată a clădirilor. Prescripții de calcul şi de proiectare.

9 - STAS 1907/1, – 1997. Instalații de încălzire - Necesarul de încălzire de calcul. Prescripții de proiectare

10 - STAS 1907/2, 1997. Instalații de încălzire. Necesarul de încălzire de calcul. Temperaturi interioare convenționale de calcul.

11 - ASHRAE – Handbook of fundametals 1994; ASHRAE Ghid pentru date fundamentale 1994

12. RT 2000 – Reglementation Thermique 2000; Reglementarea termică - 2000; Franța

13. Resolution du Conseil du 7 dec. 1998 sur l'eficacité énergétiqué dans la communauté europeene 98/C394/01

Rezoluția Consiluilui European din 7 dec. 1198 privind eficacitatea energetică în Comunitatea Europeană 98/C 394/01

14- Directive SAVE 93/76 EEC; Directiva Economie 93/76 EEC

15. CODYBA – Dynamique des batiments – Comportarea dinamică a clădirilor. Program de calcul

16. AICV – Guide de calcul des charges de climatisation et de conditionnement d'air. 1992- Ghid de calcul al sarcinilor de răcire pentru instalații de ventilare şi climatizare.

17 - www.hp.com – Situl oficial Hewlet Packard

18. Program de calcul CLIMACIAT GI WINDOWS

19. Catalog DANTHERM